

Integrierte dielektrische Elastomerwandler für aktive Schwingungsdämpfung

Integrated dielectric elastomer transducers for active vibration cancelation

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation von Roman Karsten aus Rasswet, Russland

Tag der Einreichung: 09. Februar 2016, Tag der Prüfung: 16. August 2016

Darmstadt — D 17

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Helmut F. Schlaak

2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Thilo Bein



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Institut EMK
Fachgebiet Mikrotechnik
und Elektromechanische Systeme

Integrierte dielektrische Elastomerwandler für aktive Schwingungsdämpfung
Integrated dielectric elastomer transducers for active vibration cancelation

Genehmigte Dissertation von Roman Karsten aus Rassvet, Russland

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Helmut F. Schlaak
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Thilo Bein

Tag der Einreichung: 09. Februar 2016

Tag der Prüfung: 16. August 2016

Darmstadt — D 17

Integrierte dielektrische Elastomerwandler für aktive Schwingungsdämpfung

Vom Fachbereich
Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Roman Karsten

geboren am 28.11.1980
in Rasswet

Referent: Prof. Dr.-Ing. Helmut F. Schlaak
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Thilo Bein

Tag der Einreichung: 09. Februar 2016
Tag der mündlichen Prüfung: 16. August 2016

D 17
Darmstadt 2016

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-56876

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/5687/>

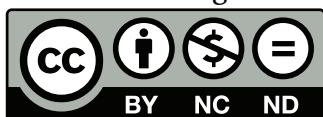
Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints, E-Publishing-Service der TU-Darmstadt.

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de

Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Namensnennung-Keine kommerzielle Nutzung-Keine Bearbeitung 4.0 International



<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektromechanische Konstruktionen der Technischen Universität Darmstadt.

Ich bedanke mich herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut F. Schlaak, der mir die Gelegenheit gab, auf dem interessanten und vielseitigen Gebiet der dielektrischen Elastomerkonstruktionen zu forschen, mir einen großen Freiraum bei der Umsetzung gewährte und meine Arbeit durch seine stetige Diskussionsbereitschaft unterstützt hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Thilo Bein danke ich für das meiner Arbeit entgegengebrachte Interesse und die Übernahme des Korreferats.

Ich danke allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts, die durch ihre Freundlichkeit und Offenheit für ein sehr angenehmes und kreatives Arbeitsklima sorgen. Außerdem danke ich Dr. rer. nat. Peter Pott für die sehr gute Zusammenarbeit und für die Unterstützung bei der Korrektur meiner Dissertation. Bernhard Jochem danke ich für die vielen kleinen und auch größeren Problemlösungen im Forschungs- und Institutsalltag. Weiterhin danke ich allen Studenten, die in Projektseminaren, Studien- und Diplomarbeiten einen Beitrag zur vorliegenden Arbeit geleistet haben.

Meinen Eltern und meinem Bruder danke ich für ihre immer vorhandene Unterstützung. Insbesondere danke ich meiner Frau Julia, die mich immer ermutigt und unterstützt hat, für ihre Geduld und ihre Zuversicht.

Roman Karsten

Darmstadt, Februar 2016



Zusammenfassung

Dielektrische Elastomere sind adaptive Materialsysteme, welche als Aktoren, Sensoren oder als Generatoren eingesetzt werden können. Ein dielektrischer Elastomeraktor ist wie ein nachgiebiger Kondensator aufgebaut. Er besteht aus zwei elastischen Elektroden. Dazwischen befindet sich ein weiches Elastomer, welches als Dielektrikum und Rückstellfeder dient. Eine angelegte elektrische Spannung bewirkt die Ausbildung des elektrostatischen Drucks auf die Elektroden, wodurch sich der Aktor zusammenzieht und aufgrund der Volumenkonstanz des Elastomers sich gleichzeitig lateral ausdehnt. Am Institut für Elektromechanische Konstruktionen wurde ein vollautomatisierter Prozess für die Herstellung von Stapelaktoren entwickelt. Diese Multilayer-Technologie ermöglicht eine Erhöhung der longitudinalen Auslenkung des Aktors bei gleichbleibender elektrischer Spannung.

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Einsatz der dielektrischen Elastomerstapelaktoren (DESA) für die aktive Schwingungsunterdrückung erforscht. Dafür wird eine neuartige Geometrie des Lagerelementes entworfen, welche die Grundform eines pneumatischen Lagerelementes übernimmt. Der DESA ist nur am Rand mit einer hohlen Halterung befestigt, im Inneren ist Luft eingeschlossen. Dank dieser Geometrie kann sich ein DESA ungehindert lateral ausdehnen und dadurch einen hohen vertikalen Hub erzeugen, was insbesondere für die Schwingungskompensation im unteren Frequenzbereich wichtig ist. Die Geometrie des Lagerelementes wird mit ANSYS FEM-Software optimiert und der Einfluss einzelner Parameter analysiert.

Die entwickelten Lagerelemente werden in eine aktive Dämpfungsmatte zusammengefasst. Sie besteht aus 5 DESA und ihre Abmessungen betragen $140 \times 140 \times 20 \text{ mm}^3$. Die aufgebaute aktive Dämpfungsmatte bietet eine günstige Alternative zu den auf dem Markt vorhandenen aktiven Isolationsplattformen. Ihre Besonderheit ist die Kombination von passiven und aktiven Eigenschaften einer Lagerung. Im unteren Frequenzbereich unterdrücken die Aktoren aktiv die Vibrationen. Dagegen werden die hochfrequenten Störungen ab ca. 100 Hz passiv aufgrund der Materialdämpfung des Elastomers, welches als Grundmaterial für die Herstellung der DESA dient, eliminiert. Außerdem hat die entwickelte aktive Dämpfungsmatte eine einfache feinmechanische Konstruktion im Vergleich zu gängigen Systemen.

Für die Detektion der störenden Schwingungen wird ein neuartiger resistiver Wegsensor entwickelt und auf die Innenseite des DESA aufgebracht. Der Verformungskörper des Sensors ist der Aktor selbst. Die Dehnungsmessstreifen (DMS) des Sensors, die als eine Viertelbrücke verschaltet sind, werden aus gestempeltem Graphitpulver hergestellt. Der Sensor kann sowohl für statische als auch für dynamische Messungen der Auslenkung eingesetzt werden, insbesondere in der Resonanz hat er eine hohe Empfindlichkeit. Die entwickelte aktive Dämpfungsmatte mit dem integrierten resistiven Sensor wird in einen

geschlossenen Regelkreis mit einem Skyhook-Regler integriert, um aktiv die störenden Vibrationen zu kompensieren.

Des Weiteren werden in dieser Arbeit zwei Typen der Inertialmassenerreger auf Basis von DESA entwickelt und aufgebaut, die sowohl für die aktive Schwingungskompensation als auch für haptische Anwendungen eingesetzt werden können.

Abstract

Dielectric elastomers are adaptive material systems, which can be used as actuators, sensors or as generators. A dielectric elastomer actuator is constructed as a compliant capacitor. It consists of two elastic electrodes and a soft elastomer in between them, which serves as a dielectric and return spring. An applied electrical voltage causes the formation of electrostatic pressure on the electrodes, thereby the actuator contracts and because of the constant volume the elastomer simultaneously expands laterally. At the Institute of Electromechanical Constructions was developed a fully automated process for the production of stack actuators. This multilayer technology enables an increase the longitudinal deflection of the actuator for the same driving voltage.

During this research work the use of the dielectric elastomer stack actuators (DESA) for the active vibration suppression is explored. A novel design for the active bearing element is developed, which takes over the basic shape of the pneumatic bearing element. The DESA is attached only at the edges with a hollow support, the air is trapped inside. Therefore, DESA can unhindered extend laterally and thereby produce a high vertical lift, which is particularly important for the compensation of vibrations in the lower frequency range. To get better performance the geometry of the bearing element is optimized by ANSYS FEM software and the influence of individual parameters is analyzed.

The developed bearing elements are consolidated in an active isolation mat. It consists of 5 round 50-layer DESA and its dimensions are $140 \times 140 \times 20 \text{ mm}^3$. The constructed active isolation mat provides a convenient alternative to available on the market active isolation platforms. A special feature of the active isolation mat is the combination of passive and active properties of a suspension. In the low frequency range it cancels the disturbing vibrations actively. Instead, the disturbances with higher frequencies above 100 Hz are eliminated passively due to material damping of elastomer. Besides, main advantage of the developed active mat is a simple fine mechanical construction compared to series active isolation systems.

For the detection of the disturbing vibrations is a novel resistive displacement sensor developed and applied to the inside of DESA. The deformation body of sensor is the actuator itself. The strain gauges of the sensor are connected as a quarter Wheatstone bridge. They are made of stamped graphite powder. The sensor can be used for static and dynamic measurements of the vertical deflection. Especially, in the resonance of actuator it has a high sensitivity. The active isolation mat with integrated resistive sensor is integrated in a control loop with a Skyhook controller for active compensation of disturbing vibrations.

Additionally, in this work two types of inertial exciters based on DESA are developed and set up. The novel inertial exciter can be used for the active vibration compensation and for haptic applications.



Erklärung zur Dissertation

Hiermit versichere ich, die vorliegende Dissertation ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Darmstadt, den 28. November 2016

(Roman Karsten)



Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
1.1	Passive Schwingungsunterdrückung	1
1.2	Aktive Schwingungsunterdrückung	5
1.2.1	Aktive Lagerung	7
1.2.2	Inertialmassenerreger	8
1.3	Inhalt und Aufbau der Arbeit	10
2	Stand der Technik zu Aktoren und Sensoren für die aktive Schwingungs- dämpfung	13
2.1	Aktortypen für aktive Schwingungsunterdrückung	13
2.1.1	Pneumatische Aktoren	14
2.1.2	Elektrodynamische Aktoren	15
2.1.3	Elektromagnetische Aktoren	16
2.1.4	Magnetostriktive Aktoren	17
2.1.5	Magneto- und elektrorheologische Flüssigkeiten	18
2.1.6	Piezoelektrische Aktoren	19
2.1.7	Dielektrische Elastomeraktoren	20
2.1.8	Zusammenfassung Aktoren	21
2.2	Übersicht geeigneter Sensoren für die Erfassung der Schwingungen	23
2.2.1	Dielektrische Elastomerwandler als Sensor	27
2.3	Übersicht der aktiven Dämpfungssysteme	28
2.4	Zusammenfassung	31
3	Grundlagen von dielektrischen Elastomeraktoren	33
3.1	Funktionsprinzip	33
3.2	Mehrschichtige dielektrische Elastomeraktoren	38
3.2.1	Gerollter dielektrischer Elastomeraktor	38
3.2.2	Dielektrischer Elastomerstapelaktor (DESA)	39
4	Entwurf einer aktiven Lagerung basierend auf DESA	43
4.1	Anforderungen	43
4.2	Entwurf aktiver Lagerung	44
4.3	Elektromechanisches Modell der aktiven Lagerung	46
4.3.1	Elektrisches Modell	46
4.3.2	Mechanisches Modell	47
4.4	Ansteuerung der aktiven Lagerung	54
4.5	Wirkungsgrad der Lagerung	56
4.6	Grundlagen der parametrischen Modellidentifikation	57
4.7	Messtechnische Charakterisierung und Modellierung des Elastomers	61
4.8	Messtechnische Charakterisierung der aktiven Lagerung	64
4.8.1	Identifikation des elektrischen Modells	64

4.8.2	Identifikation des mechanischen Modells	66
4.8.3	Statische Übertragungsfunktion des aktiven Lagerelements	69
4.8.4	Dynamisches Modell des aktiven Lagerelements	70
4.8.5	Ansätze für die Kompensation der unerwünschten Oberschwingungen	74
4.8.6	Einfluss des Luftdrucks auf die mechanischen Eigenschaften der Lagerung	76
4.9	Aktive Lagerung mit parallel geschalteten DESA	76
4.10	Fazit	77
5	Optimierung der aktiven Lagerung mit FEM	79
5.1	Beschreibung der FEM-Simulation	79
5.2	FEM-Simulation der aktiven Lagerung	80
5.3	Optimierung des Designs der aktiven Lagerung	83
5.3.1	Charakterisierung des neuen Designs	84
5.4	Fazit	86
6	Sensorintegration in DESA	87
6.1	Theorie des resistiven Sensors	88
6.2	Herstellung des Sensors	91
6.2.1	Auswahl der Materialien für DMS	91
6.2.2	Kontaktierung	94
6.3	Sensordesign	95
6.4	Modellbildung	99
6.5	Charakterisierung des Sensors	101
6.5.1	Statisch	102
6.5.2	Dynamisch	103
6.6	Fazit	107
7	Aktive Dämpfungsmatte	109
7.1	Entwurf	109
7.2	Charakterisierung	110
7.3	Grundlagen der Regelalgorithmen	112
7.3.1	Anforderungen an die Regelung	112
7.3.2	Auswahl der Reglerstruktur	113
7.3.3	Auswahl des Reglertyps	114
7.4	Experimentelle Ergebnisse der aktiven Schwingungskompensation	115
7.5	Fazit	118
8	Inertialmassenerreger basierend auf DESA	119
8.1	Einschichtiger Aktor (DEA) als Flächenaktor	119
8.2	Multilayeraktor (DESA) als Inertialmassenerreger	121
8.3	Praktische Anwendbarkeit der Inertialmassenerreger	126
8.4	Schwingungsgenerierung für haptische Anwendungen	129
8.5	Fazit	130
9	Zusammenfassung und Ausblick	131

Literaturverzeichnis	137
Anhang	i
A Herleitung lateraler Dehnung in DEA	i
B Untersuchung der Ruße für die Herstellung des resistiven Sensors	iii
C Kontaktierung des integrierten Sensors	vii
D Auslegung der Vollbrückenschaltung	ix
E FEM-Optimierung des Inertialmassenerregers basierend auf zwei verklebten DESA	xi
Lebenslauf	xv



Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungen

EAP	Elektroaktives Polymer
DEW	Dielektrischer Elastomerwandler
DEA	Dielektrischer Elastomeraktor
DESA	Dielektrischer Elastomerstapelaktor
FEM	Finite-Elemente-Methode
DMS	Dehnungsmessstreifen
VC	Vibration Criteria
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
VHB	acrylic elastomer, V ery H igh B ond
LMS	Least-Mean-Squares-Algorithmus
DGL	Differentialgleichung
PU	Polyurethan
WOK	Wurzelortskurve
FFT	Fast Fourier Transform

Formelzeichen

D	Durchmesser
D_a	Gesamtdurchmesser des Aktors
r_a	Radius der Elektrode
A	Fläche
$A_{xy,0}$	Fläche des Dielektrikums im unverformten Zustand
$A_{xy,1}$	Fläche des Dielektrikums nach der Aktivierung
ΔA_{xy}	Änderung der Fläche des Dielektrikums
A_{zy}	Querschnittfläche des Dielektrikums
A_{Stempel}	Fläche der Silikonscheibe in der Mitte des Aktors
V	Volumen
l	Länge
b	Breite
h	Höhe
h_a	Dicke des dielektrischen Elastomerstapelaktors (DESA)
z_0	Anfangsdicke einer Dielektrikumsschicht

z_1	Dicke des Dielektrikums nach der Verformung
Δz	Dickenänderung des Dielektrikums
x_0	Anfangslänge des Dielektrikums
Δx	Längenänderung des Dielektrikums
y_0	Anfangsbreite des Dielektrikums
Δy	Breitenänderung des Dielektrikums
p_{el}	Elektrostatischer Druck
p_m	Mechanischer Druck
p_{atm}	Atmosphärischer Druck
F	Kraft
F_{st}	Störkraft
F_a	Resultierende Aktorkraft
F_{el}	Elektrostatische Kraft
F_T	Dynamische Kraft eines Tilgers
F_G	Gewichtskraft
F_L	Lorentzkraft
F_R	Reluktanzkraft
S_x	Dehnung in x-Richtung
S_y	Dehnung in y-Richtung
S_z	Dehnung in z-Richtung
S_r	Radiale Dehnung
S_t	Tangentiale Dehnung
Y	Elastizitätsmodul
s^T	Nachgiebigkeit, Kehrwert von dem Y Elastizitätsmodul
G	Schubmodul
α_i	Prony-Parameter
ν	Querkontraktionszahl (Poissonzahl)
k	Federsteifigkeit
k_a	Interne Federsteifigkeit des Aktors
k_d	Federsteifigkeit des Dielektrikums
k_T	Federsteifigkeit des Tilgers
k_{Luft}	Federsteifigkeit der Luft
k_{dyn}	Dynamische Federsteifigkeit
k_0	Statische Federsteifigkeit
k_i	Federsteifigkeiten eines verallgemeinerten Festkörpermodells
c_i	Dämpfungskonstanten eines verallgemeinerten Festkörpermodells
c	Dämpfungskonstante
c_T	Dämpfungskonstante des Tilgers

D_c	Dämpfungsgrad (Lehrsches Dämpfungsmaß)
m	Masse
m_{er}	Masse des Inertialmassenerregers
m_T	Masse des Tilgers
τ	Zeitkonstante
t	Zeit
f	Frequenz
T	Periodendauer
f_s	Abtastfrequenz
f_r	Resonanzfrequenz
f_g	Grenzfrequenz
ω	Kreisfrequenz
ω_r	Eigenkreisfrequenz der ungedämpften Schwingung
ω_d	Eigenkreisfrequenz der gedämpften Schwingung
z_m	Auslenkung der Masse
v_m	Geschwindigkeit der Masse
v_{eff}	Effektivwert der Geschwindigkeit
a_m	Beschleunigung der Masse
z_{st}	Auslenkung der Störung
v_{st}	Geschwindigkeit der Störung
W_{kin}	Kinetische Energie
W_{mech}	Mechanische Arbeit
W_{damp}	Dämpfungsverlustarbeit
W_{reib}	Reibungsverlustarbeit
W_{el}	Elektrische Verlustarbeit
W_{quelle}	Von der Spannungsquelle abgegebene elektrische Energie
W_{kond}	In einem Kondensator gespeicherte elektrische Energie
P_{mech}	Mechanische Leistung
P_{el}	Elektrische Wirkleistung
η	Wirkungsgrad
U	Elektrische Spannung
U_H	An Aktorelektroden anliegende elektrische Spannung
U_a	Elektrische Spannung, die elektrostatischen Druck hervorruft
U_{ind}	Induzierte elektrische Spannung
U_{eff}	Effektivwert der elektrischen Spannung
U_D	Diagonalspannung in der Wheatstone-Messbrücke
U_0	Versorgungsspannung der Wheatstone-Messbrücke
I	Elektrischer Strom

I_{eff}	Effektivwert des elektrischen Stroms
E	Elektrische Feldstärke
D	Elektrische Verschiebungsflussdichte
Φ	Magnetischer Fluss
B	Magnetische Flussdichte
ε	Permittivität $\varepsilon = \varepsilon_0 \varepsilon_r$
ε_r	Relative Permittivitätskonstante
μ_r	Permeabilitätszahl
d_{ij}	Piezoelektrische Konstante
C	Kapazität
L	Induktivität
N	Anzahl der Wicklungen
Q	Elektrische Ladung
R	Elektrischer Widerstand
R_s	Serieller Widerstand des Aktors
R_p	Paralleler Widerstand des Aktors
R_{\square}	Flächenwiderstand
ρ	Spezifischer Widerstand
Z_{el}	Elektrische Impedanz des DESA
m_{st}	Steigung der Frequenz
Ω_0	Anfangskreisfrequenz
Ω_{max}	Maximale Kreisfrequenz der Messung
Ω_{min}	Minimale Kreisfrequenz der Messung
T_{sweep}	Messdauer des Gleitsinussignals
Λ	logarithmisches Dekrement
s	Komplexer Frequenzparameter $s = \sigma + j\omega$
$G(s)$	Kontinuierliche Übertragungsfunktion
$B(s), B(z)$	Zählerpolynom einer Übertragungsfunktion
$\hat{B}(z^{-1})$	Geschätztes Zählerpolynom einer Übertragungsfunktion
$A(s), A(z)$	Nennerpolynom einer Übertragungsfunktion
$\hat{A}(z^{-1})$	Geschätztes Nennerpolynom einer Übertragungsfunktion
b_i	Parameter eines Zählerpolynoms
a_i	Parameter eines Nennerpolynoms
$e(k)$	Gleichungsfehler
w	Ordnung einer Übertragungsfunktion
N_v	Vektorlänge
k	Zeitvariable bei zeitdiskreten Systemen
$u(k), \mathbf{u}$	Eingangssignal (skalar, vektoriell)

$y(k), \mathbf{y}$	Mit Störung überlagertes Ausgangssignal (skalar, vektoriell)
$y_u(k), \mathbf{y}_u$	Ausgangssignal (skalar, vektoriell)
$n(k), \mathbf{n}$	Störsignal (skalar, vektoriell)
\hat{K}_G	Geschätzter Verstärkungsfaktor
V_{LMS}	Verlustfunktion
T_{sweep}	Steigung der Frequenz in einer Gleitsinusfunktion
Ω	Kreisfrequenz
r_1	Innenradius des DMS
r_2	Außenradius des DMS
l_{r0}	Länge des DMS
K_w	Empfindlichkeit (k-Faktor) des DMS
K_u	Umrechnungsfaktor zw. der Stauchung und vertikaler Auslenkung z_m
$B_{0, \text{mech}}$	Statischer Übertragungsfaktor des Sensors bei mech. Anregung
$B_{0, \text{el}}$	Statischer Übertragungsfaktor des Sensors bei el. Anregung
B_{dyn}	Dynamischer Übertragungsfaktor des Sensors
b_k	Gegenkathete
h_k	Ankathete
φ	Winkel

Konstanten

$\varepsilon_0 \approx 8,854 \cdot 10^{-12} \frac{\text{As}}{\text{Vm}}$	elektrische Feldkonstante
$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \frac{\text{Vs}}{\text{Am}}$	magnetische Feldkonstante
$g \approx 9,807 \text{ m/s}^2$	Erdbeschleunigung
$p_{\text{atm}} \approx 101325 \text{ Pa}$	Atmosphärischer Druck



1 Einführung

Unser tägliches Leben ist umgeben von stochastischen und periodischen Schwingungen, die in den meisten Fällen unerwünscht sind und zu Beschädigungen von sensiblen Messgeräten, einzelnen Komponenten oder zur Reduktion des Komforts führen können. Die Industrie und die Forschung arbeiten intensiv an Ansätzen zur Schwingungskompensation. Insbesondere die rasante Entwicklung in der Mikroelektronik und Mikrosystemtechnik führte zu höheren Anforderungen an die Schwingungsisolierung der hochpräzisen Produktionsanlagen und Messeinrichtungen. In den 1990er Jahren wurden Grenzwerte der zulässigen Störschwingungen (Vibration Criteria / VC) für die Umgebungsräume der Produktionsanlagen aufgestellt [1, 2], die ständig weiter verschärft werden. Anforderungen an die Schwingungsisolierung basieren auf der Größe der untersuchten Elemente. Je kleiner die Teile sind, desto niedriger sind die zulässigen Schwingungen. In Tab. 1.1 sind die Richtwerte für die zulässigen Vibrationen in den einzelnen Anwendungsfeldern aufgelistet.

Tabelle 1.1: Richtwerte für zulässige Schwingungen von Messeinrichtungen und Produktionsanlagen [3, 2]

Schwingungskriterien (VC)	v_{eff} ($\mu\text{m/s}$), Frequenzbereich 8-100 Hz	Nutzung von Räumen bzw. Geräten
Menschliche Fühlschwelle	100	Operationsräume, Chirurgie; Mikroskope bis 100x; Laborroboter
VC-A	50	Mikroskope bis 400x; optische und andere Präzisionswaagen; Koordinaten-Messmaschinen; Messlabore; optische Comparatoren; Mikroelektronik-Fertigungseinrichtungen Klasse A
VC-B	25	Mikro-, Augen- und Neurochirurgie; Mikroskope mit mehr als 400x; optische Geräte auf schwingungs isolierten Tischen; Mikroelektronik-Fertigungseinrichtungen Klasse B
VC-C	12	Elektronenmikroskope bis 30.000x; Mikrotome; Magnet-Resonanz-Einrichtungen; Mikroelektronik-Fertigungseinrichtungen Klasse C
VC-D	6	Elektronenmikroskope über 30.000x; Massenspektrometer; Geräte zur Zell-Implantation; Mikroelektronik-Fertigungseinrichtungen Klasse D
VC-E	3	Mikroelektronik-Fertigungseinrichtungen Klasse E; nicht schwingungs isolierte Laser- und optische Forschungsgeräte

1.1 Passive Schwingungsunterdrückung

Eine gängige Methode zur Entkopplung der Geräte von Körperschallschwingungen ist die Verwendung passiver Feder-Dämpfer-Elemente. Vereinfacht kann das Gesamtsystem be-

stehend aus einem sensiblen Gerät mit der Lagerung als ein Starrkörpermodell mit einem translatorischen Freiheitsgrad dargestellt werden (Abb. 1.1a). Dabei werden das sensible Gerät als eine Masse m und die passive Lagerung als Feder-Dämpfer-Element beschrieben. Die lineare Federkonstante k beschreibt den Zusammenhang zwischen der Kraft und der Verformung

$$k = \frac{F}{z_{\text{st}} - z_{\text{m}}}. \quad (1.1)$$

Der Zusammenhang zwischen der Kraft und der Geschwindigkeit ist durch die Dämpfungskonstante

$$c = \frac{F}{v_{\text{st}} - v_{\text{m}}} = \frac{F}{\dot{z}_{\text{st}} - \dot{z}_{\text{m}}} \quad (1.2)$$

definiert.

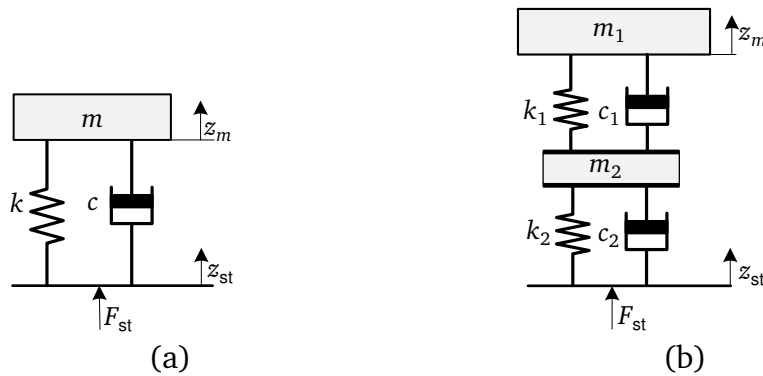


Abbildung 1.1: a) Feder-Dämpfer-Masse System mit einem translatorischen Freiheitsgrad. k Federkonstante, c Dämpfungskonstante, m Masse, F_{st} Störkraft aus dem Fundament. b) Zweistufige Schwingungsisolierung.

Das dynamische Verhalten der Masse m wird mit der linearen Differentialgleichung

$$m\ddot{z}_{\text{m}} = c(\dot{z}_{\text{st}} - \dot{z}_{\text{m}}) + k(z_{\text{st}} - z_{\text{m}}) \quad (1.3)$$

mit der Störauslenkung z_{st} beschrieben. Daraus wird die Übertragungsfunktion zwischen der Störschwingung z_{st} und der Auslenkung der Masse z_{m} durch die Laplace-Transformation hergeleitet und beträgt

$$\frac{z_{\text{m}}(s)}{z_{\text{st}}(s)} = \frac{\frac{c}{m}s + \frac{k}{m}}{s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{k}{m}} = \frac{2\omega_{\text{r}}D_{\text{c}}s + \omega_{\text{r}}^2}{s^2 + 2\omega_{\text{r}}D_{\text{c}}s + \omega_{\text{r}}^2}, \quad (1.4)$$

wobei der Dämpfungsfaktor D_{c} und die Kreisresonanzfrequenz ω_{r} definiert sind als

$$D_{\text{c}} = \frac{c\omega_{\text{r}}}{2k}, \quad (1.5)$$

$$\omega_r = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (1.6)$$

Eine passive Schwingungsisolierung basiert auf zwei Methoden. Bei dem ersten Ansatz wird die Resonanzfrequenz f_r aus dem Arbeitsbereich verschoben. Bei der Schwingungsisolierung soll die Resonanzfrequenz idealerweise nahe Null liegen. Das kann entweder durch die Erhöhung der Masse m oder durch die Reduzierung der Federsteifigkeit k erreicht werden. Dieser Zusammenhang folgt aus der Formel

$$f_r = \frac{\omega_r}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (1.7)$$

Die Federsteifigkeit des Lagerelementes kann nicht beliebig verringert werden, da die Lagerung lasttragend ist. Außerdem steigt die Amplitude der Schwingung bei weicher Lagerung. Mit der Vergrößerung der Masse der Messeinrichtung wird die Resonanzfrequenz zwar gesenkt, führt aber zu erhöhtem Materialaufwand und die Mobilität der Messeinrichtungen wird erschwert.

Die zweite Methode basiert auf der Erhöhung des Dämpfungsfaktors D_c des passiven Lagerelementes. Die Schwingungsenergie wird im Dämpfungsmaterial in Wärme umgewandelt. Unterhalb der Resonanzfrequenz hat die Dämpfung keinen Einfluss auf das Schwingungsverhalten. Dadurch wird die Resonanzüberhöhung des schwingungsfähigen Systems reduziert, aber gleichzeitig verschlechtert sich das Isolationsverhalten bei höheren Frequenzen (Abb. 1.2). Ein ausreichender Schutz ist erst ab der Frequenz $f > (3...4)f_r$ gegeben [3, 4].

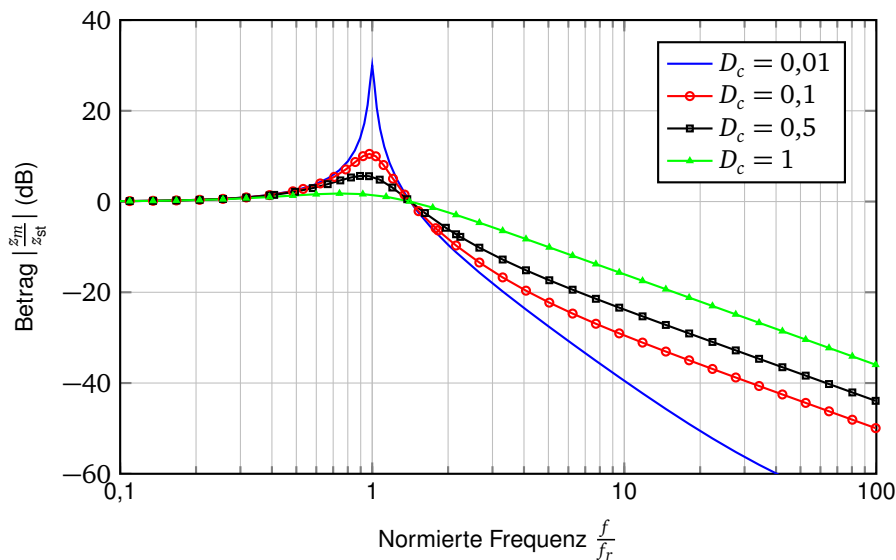


Abbildung 1.2: Einfluss des Dämpfungsgrads D_c auf das Schwingungsübertragungsverhalten des Einmassenschwingers, (Gl. 1.4).

Falls die obere Bedingung nicht erfüllt ist, kann das Isolierungsverhalten oberhalb der Resonanzfrequenz durch die zweistufige Schwingungsisolierung verbessert werden, die aus zwei Lagerelementen besteht (Abb. 1.1b). Dafür wird ein sensibles Gerät vom Gehäuse

durch ein Feder-Dämpfer-Element abgekoppelt und das Gehäuse wird mit einem weiteren Feder-Dämpfer-Element von dem Fundament getrennt. Bei diesem Verfahren ist die Isolierung um den Faktor 2 besser als bei einem Einmassenschwinger, wenn die beiden Lagerelemente gleich sind [3].

Falls die Resonanzfrequenz aus dem Arbeitsbereich nicht verschoben und die Dämpfung aufgrund der konstruktiven Gründe nicht erhöht werden können, kann ein Tilger in das System integriert werden (Abb. 1.3).

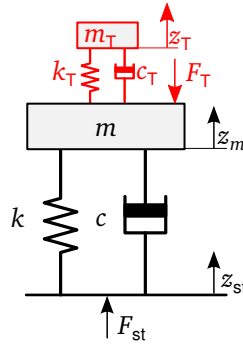


Abbildung 1.3: Starrkörpermodell des Systems mit dem passiven Tilger für die Kompensation der Resonanzüberhöhung.

Der Tilger wird durch ein Feder-Dämpfer-Masse-Element dargestellt [5]. Die Parameter des Tilgers werden so abgestimmt, dass er die gleiche Resonanzfrequenz wie das System selbst besitzt. Die bewegte Tilgermasse m_T erzeugt eine dynamische Kraft F_T , die entgegen der Störkraft gerichtet ist. In der Resonanzfrequenz erreicht sie ihr Maximum und kompensiert die Resonanzüberhöhung des Systems. Ein vereinfachter Tilger ohne Dämpfung hat ein vergleichbares Funktionsprinzip wie ein Notch-Filter in der Nachrichtentechnik. Er eliminiert nur die Resonanzfrequenz. Stattdessen vergrößert sich der Einflussbereich des Tilgers mit dem optimal berechneten Dämpfungsfaktor D_T . Der optimale Dämpfungsfaktor wird aus den Massenverhältnissen des Systems und des Tilgers bestimmt

$$D_T = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}}, \quad (1.8)$$

wobei $\mu = \frac{m_T}{m}$ das Massenverhältnis ist [6]. In der Praxis gilt für das Massenverhältnis $\mu \leq 0,2$. Der Zusammenhang zwischen dem Dämpfungsfaktor D_T und der Dämpfungskonstante c_T des Tilgers ist wie in Gl. 1.5 beschrieben. Die Übertragungsfunktion des Systems zwischen der Störschwingung z_{st} und der Auslenkung der Masse z_m mit einem eingebauten Schwingungstilger wird aus der Bewegungsgleichung der Tilgermasse

$$m_T \ddot{z}_T = c_T(\dot{z}_m - \dot{z}_T) + k_T(z_m - z_T) \quad (1.9)$$

und aus der erweiterten Bewegungsgleichung der Masse m

$$m \ddot{z}_m = c(\dot{z}_{st} - \dot{z}_m) + k(z_{st} - z_m) - c_T(\dot{z}_m - \dot{z}_T) - k_T(z_m - z_T) \quad (1.10)$$

hergeleitet und ist definiert als

$$\frac{z_m(s)}{z_{st}(s)} = \frac{m_T c s^3 + (c c_T + m_T k) s^2 + (c k_T + c_T k) s + k k_T}{m m_T s^4 + (m_T c - m_T c_T + m c_T) s^3 + (m k_T + m_T k - m_T k_T + c_T c) s^2 + (c_T k + k_T c) s + k k_T} \quad (1.11)$$

In Abb. 1.4 ist die Übertragungsfunktion eines mit einem Tilger gedämpften schwingungsfähigen Systems abgebildet. Zum Vergleich sind die Übertragungsfunktionen der ungedämpften und gedämpften Systeme ohne Tilger aus Abb. 1.2 dargestellt. Mit dem Tilger wird eine vergleichbare Kompensation der Resonanzüberhöhung wie mit dem passiven Dämpfungselement erreicht, außerdem tritt keine Verschlechterung der Dämpfung in höheren Frequenzbereichen auf. Der Einsatz der Tilger ist nur für schwach gedämpfte Systeme sinnvoll.

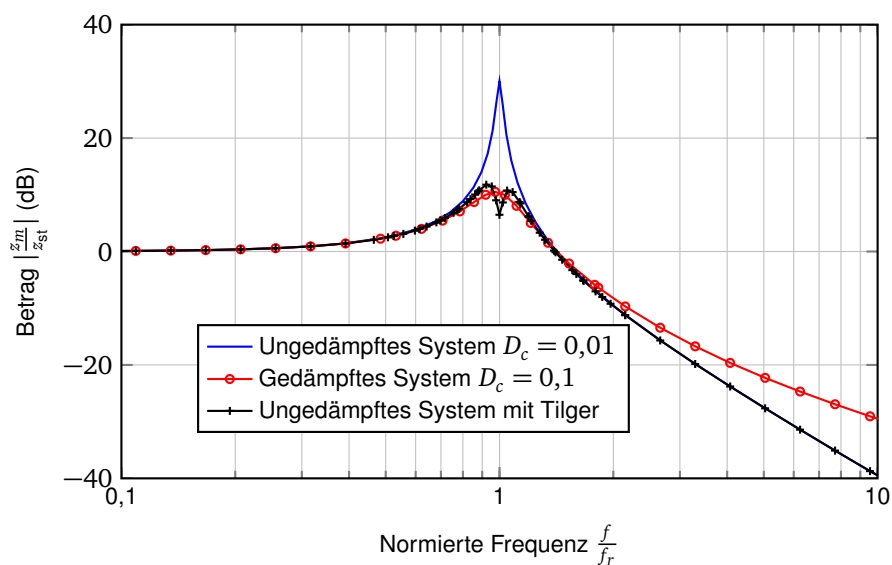


Abbildung 1.4: Kompensation der Resonanzüberhöhung mit einem Tilger, bei dem der Dämpfungsfaktor D_T optimal eingestellt ist (Gl. 1.11).

Aufgrund der Einfachheit ist die Verwendung der passiven Schwingungstilger in der Industrie stark verbreitet. Sie finden Anwendung sowohl in der Bauindustrie z.B. zur Stabilisierung von Brücken und Hochhäusern als auch in der Automobilindustrie und anderen Branchen [6, 3]. Die Tilger sind einfach aufgebaut, aber sie erhöhen die Masse des Gesamtsystems und werden nur für eine Frequenz ausgelegt.

In der Praxis kommt es oft vor, dass im Arbeitsbereich mehrere Resonanzfrequenzen auftreten oder die Resonanzfrequenz sich aufgrund der Alterungsprozesse oder Temperatur verschiebt. Dafür sind adaptive Systeme erforderlich wie z.B. ein adaptiver Tilger mit verstellbarer Federsteifigkeit oder der Masse [7]. In adaptiven Tilgern wird einer der Parameter mit Hilfe externer Energie verstellt und dadurch die Resonanzfrequenz geändert.

1.2 Aktive Schwingungsunterdrückung

Aufgrund steigender technischer Anforderungen und der Miniaturisierung einzelner Komponenten reichen in vielen Fällen die passiven Ansätze für die Schwingungsunterdrückung

nicht aus, insbesondere wenn es sich um niederfrequente Störungen handelt. Dafür sind am besten aktive Maßnahmen geeignet. Bei diesem Ansatz wird die Energie von außen mit einem Aktor dem System zugeführt. Dabei leitet der Aktor eine mechanische Energie mit gleicher Amplitude und 180° phasenverschoben bezüglich der Störung ein (Abb. 1.5). Bereits Leonardo da Vinci beschrieb die Grundidee der aktiven Schwingungskompensierung, aber erst 1933 wurde diese Idee von Paul Lueg patentiert [3].

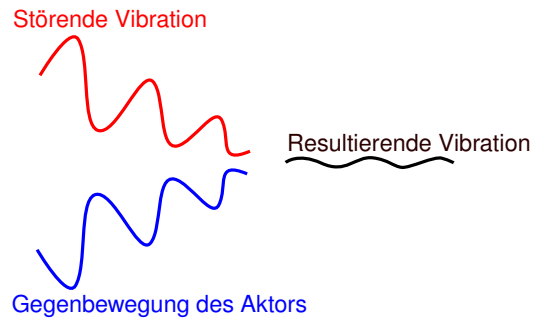


Abbildung 1.5: Funktionsprinzip einer aktiven Schwingungsminderung

Zwei Ansätze für die Kompensation der störenden Vibrationen werden verfolgt. Entweder generiert der Aktor genügend Kraft und kompensiert dadurch die störende Erregerkraft oder er erzeugt ausreichend Hub und entkoppelt das sensible Gerät von Vibrationen durch gegenphasige Bewegung. Im Vergleich zu passiven Methoden benötigt ein aktives System außer einem Aktor, der die Energie für die Kompensation der störenden Vibration einleitet, einen Sensor, mit dem die Schwingungen erfasst werden, und eine Echtzeit-Hardware mit dem Regelalgorithmus. Außerdem sind noch eine Leistungselektronik für die Energieversorgung des Aktors und eine Sensorelektronik für die Signalverstärkung erforderlich (Abb. 1.6).

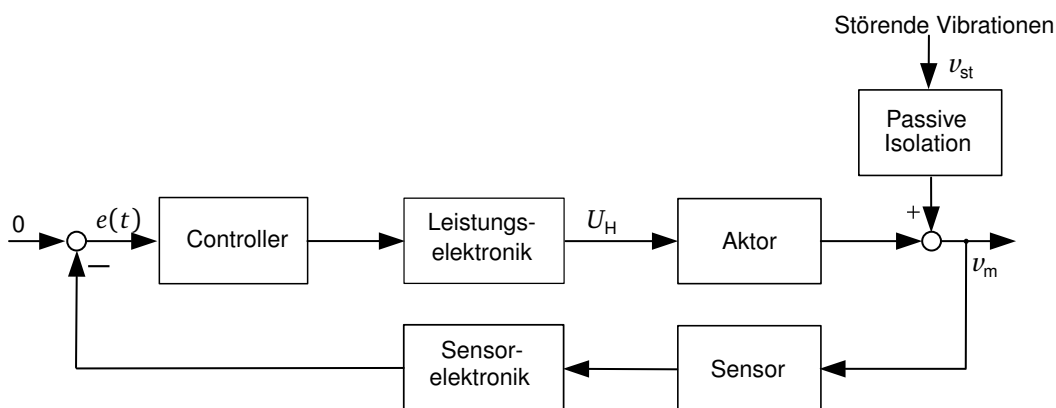


Abbildung 1.6: Blockschaltbild eines Systems mit aktiven Komponenten für die Schwingungsdämpfung.

Aktive Systeme werden entweder für die Schwingungskompensation im unteren Frequenzbereich oder für die Unterdrückung der Resonanzfrequenzen im Arbeitsbereich effektiv eingesetzt. Für die Unterdrückung der Körperschallschwingungen können die aktiven Komponenten entweder strukturtragend als aktive Lagerung oder als Inertialmassenerreger für die breitbandige Erzeugung dynamischer Kräfte eingesetzt werden.

1.2.1 Aktive Lagerung

Verbreitetes Anwendungsfeld der aktiven Lagerung ist die Isolierung empfindlicher Messeinrichtungen, wie z.B. hochauflösende Mikroskope. Damit keine Fehler bei der Auswertung der Probe auftreten, müssen sich die Messeinrichtung und die Probe synchron zu einander bewegen. Am einfachsten wird das durch die Isolierung beider Komponenten von den störenden Vibrationen mit der aktiven Lagerung erreicht. Verglichen mit den passiven Lagern greift die aktive Lagerung schon unterhalb der Resonanzfrequenz ein und verbessert die Isolierung der empfindlichen Geräte von unerwünschten Vibrationen im Fundament (Abb. 1.7).

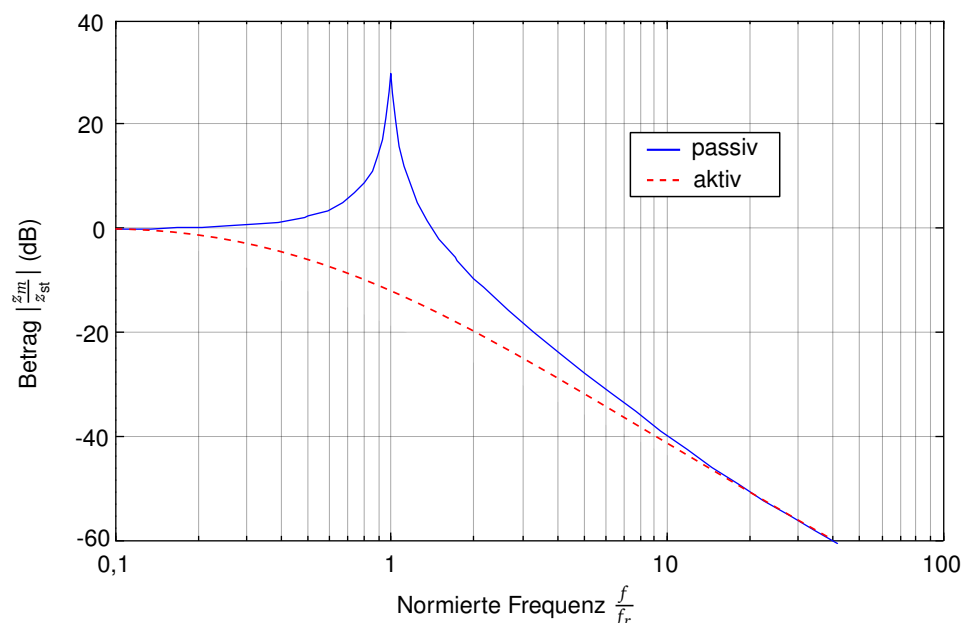


Abbildung 1.7: Schwingungsisolierung mit der aktiven Lagerung im Vergleich zu passiven Lagern.

Mehrere Möglichkeiten bestehen für den Aufbau einer aktiven Lagerung; die bekanntesten drei sind in Abb. 1.8 dargestellt. In serieller Bauweise mit dem passiven Lagerelement trägt der Aktor die ganze statische Last (Abb. 1.8a). Im unteren Frequenzbereich, wo das passive Lagerelement inaktiv ist, wird die Schwingung durch den seriell geschalteten Aktor eliminiert. Die hochfrequenten Störungen oberhalb der Resonanzfrequenz des passiven Lagers werden passiv gedämpft.

Um den Aktor vor Überlastung zu schützen wird ein passives Lagerelement parallel eingesetzt (Abb. 1.8b). Die statische Last wird zwischen dem Aktor und dem Federelement verteilt, dadurch wird er vor zu hohen Belastungen geschützt. Außerdem garantiert die Federung, dass im Falle des Ausfalls der Regelung oder des Aktors die Funktionsfähigkeit des Systems zum Teil beibehalten wird. Für Aktoren mit hoher interner Steifigkeit k_a ist das serielle Design besser geeignet, für die übrigen ist die parallele Bauweise vorteilhafter. Die beiden Designs können in einer hybriden Konstruktion zusammengefasst werden (Abb. 1.8c), die deren Vorteile vereint. Der Aktor wird seriell mit einem passiven Lagerelement verbaut und ein weiteres passives Lagerelement wird parallel integriert, was zu höherem konstruktiven Aufwand führt [8].

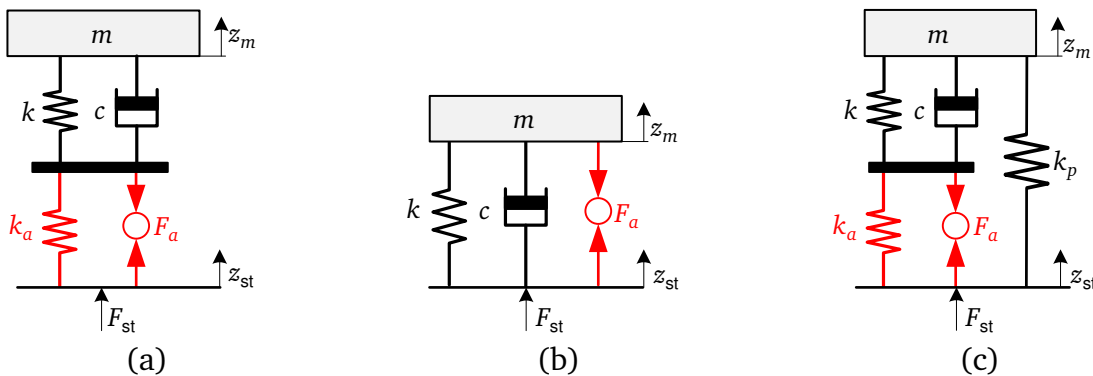


Abbildung 1.8: Konzepte für die Auslegung einer aktiven Lagerung mit einem Freiheitsgrad. a) Serielle Kopplung des Aktors, b) Parallele Kopplung des Aktors, c) hybride Lagerung [8].

1.2.2 Inertialmassenerreger

Abhängig von dem Anwendungsfall können Vibrationen in der Struktur mit einem Inertialmassenerreger kompensiert werden (Abb. 1.9), welcher ähnlich wie ein Tilger funktioniert. In dem Fall wird hier die Masse m_T durch den Aktor bewegt und die dynamische Kraft F_T generiert.

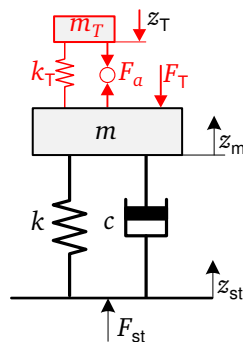


Abbildung 1.9: Starrkörpermodell des Systems mit einem Inertialmassenerreger zur breitbandigen Unterdrückung von Körperschallswingungen z_{st} .

Sie wird bestimmt aus dem Kräftegleichgewicht

$$F_T = F_a - k_T z_T \quad (1.12)$$

und aus der Differenzialgleichung (DGL) der Tilgermasse m_T

$$m_T \ddot{z}_T = F_a - k_T z_T. \quad (1.13)$$

Die DGL wird zuerst mit Hilfe von Laplace-Transformation in die Frequenzebene überführt

$$m_T s^2 z_T = F_a - k_T z_T. \quad (1.14)$$

und dann in Gl. 1.12 eingesetzt. Daraus folgt, dass die dynamische Kraft F_T der Beschleunigung a_T der Masse m_T proportional ist

$$F_T = m_T s^2 z_T = m_T a_T. \quad (1.15)$$

Die dynamische Kraft F_T des Inertialmassenerregers in Abhängigkeit von Aktorkraft F_a beträgt

$$F_T = m_T a_T = \frac{m_T s^2}{m_T s^2 + k_T} F_a = \frac{s^2}{s^2 + \frac{k_T}{m_T}} F_a. \quad (1.16)$$

Aus der Übertragungsfunktion (Gl. 1.16) folgt, dass die Masse m_T keinen Einfluss auf die Amplitude der dynamischen Kraft F_T hat, sondern nur die Resonanzfrequenz des Inertialerregers verschiebt. Im Vergleich zum passiven Tilger wird der Inertialmassenerreger oberhalb seiner Resonanzfrequenz betrieben, wo er ein frequenzunabhängiges Verhalten aufweist (Abb. 1.10). Der Inertialmassenerreger wird meistens für die Schwingungstilgung im hörbaren Frequenzbereich eingesetzt [9].

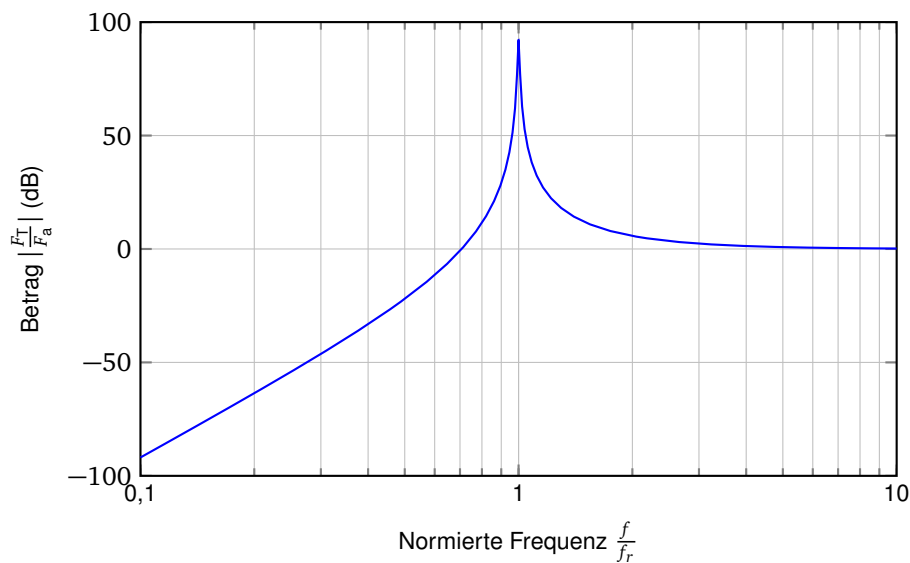


Abbildung 1.10: Übertragungsfunktion eines Inertialmassenerregers, (Gl. 1.16).

Auf dem Markt sind viele Lösungen für die aktive Schwingungsdämpfung vorhanden, aber deren Verbreitung ist in der Industrie aufgrund des komplexen Aufbaus und hohen Preises begrenzt. Die zukünftige Forschung wird neue Aktortypen mit integrierten sensorischen Eigenschaften und preiswertem und robustem Aufbau untersuchen. Sogenannte Smart-Materials wie piezoelektrische Wandler, elektroaktive Polymere oder magnetorheologische Flüssigkeiten haben beste Voraussetzungen dafür und werden intensiv erforscht [10, 11, 12, 13].

1.3 Inhalt und Aufbau der Arbeit

Das Thema Schwingungskompensation ist sehr umfangreich, was anhand der zahlreichen Bücher und Veröffentlichungen erkennbar ist. Passive Schwingungskompensation ist ein Teil der Strukturmechanik. Stattdessen umfasst die aktive Schwingungskompensation die Entwicklung der Aktoren, Sensoren und Regelalgorithmen. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wird die Anwendbarkeit der dielektrischen Elastomeraktoren für die aktive Schwingungsunterdrückung sowohl als Aktor und als Sensor untersucht.

Auf Basis von neuartigen dielektrischen Elastomeraktoren wird eine preiswerte aktive Dämpfungsmatte mit einem Freiheitsgrad entwickelt. Mit deren Hilfe sollen empfindliche Laborgeräte mit der Masse zwischen 100 g und 1 kg vor störenden Vibrationen geschützt werden. Im weiteren Teil der Arbeit wird ein Sensor für die Erfassung der Schwingungen in den Aktor integriert. Abschließend wird eine Regelung für die Kontrolle des Gesamtsystems entwickelt.

Im Kapitel 2 wird die Analyse des aktuellen Stands der Technik durchgeführt. Die gängigen Aktor- und Sensorprinzipien für die aktiven Schwingungssysteme werden vorgestellt und deren Vor- und Nachteile diskutiert. Basierend auf den Recherchen werden die Anforderungen für die aktive Lagerung mit dielektrischen Aktoren aufgezeigt.

Im nächsten Kapitel werden die Grundlagen der dielektrischen Elastomerwandler erklärt und unterschiedliche Multilayertechnologien beschrieben.

Im nachfolgenden Kapitel wird die aktive Lagerung basierend auf dielektrischen Elastomeraktoren entworfen und messtechnisch charakterisiert und ein dynamisches Modell der Lagerung identifiziert. Des Weiteren werden die Ansätze für die Ansteuerung der aktiven Lagerung untersucht.

Im Kapitel 5 wird die entworfene Lagerung mit der Methode finiter Elemente (FEM) optimiert. Dafür wird mit ANSYS Workbench die statische, transiente und modale Simulation durchgeführt.

Nachdem die Lagerung aufgebaut ist, wird an der Integration eines Sensors für die Detektion der störenden Schwingung gearbeitet. Dafür werden zuerst die geeigneten Materialien validiert und ein Sensordesign entworfen. Der Sensor wird anschließend aufgebaut und messtechnisch charakterisiert.

Die entwickelte aktive Lagerung und der resistive Sensor werden in die aktive Dämpfungsmatte integriert und das Modell des gesamten Systems aufgestellt, das im Kapitel 8 für den Entwurf der Regelalgorithmen verwendet wird. Die Regelung für die aktive Dämpfungsmatte wird in MATLAB/Simulink entwickelt und experimentell ausgewertet.

Im abschließenden Kapitel wird basierend auf dem entwickelten Design der Lagerung ein Inertialmassenerreger mit dielektrischen Elastomeraktoren entworfen und messtechnisch charakterisiert. Außerdem wird ein Konzept einer Membranpumpe nach ähnlichem Kon-

zept wie die aktive Lagerung vorgestellt. Die Arbeit wird mit einer Zusammenfassung und Ausblick abgeschlossen.



2 Stand der Technik zu Aktoren und Sensoren für die aktive Schwingungsdämpfung

In der Industrie und im Alltag ist ein breites Spektrum der Anwendungen für aktive Schwingungsisolierungsansätze zur Reduktion von Körperschallausbreitungen und zur Verbesserung des Komforts bekannt. In diesem Kapitel wird eine Übersicht der Aktoren und Sensoren, die wichtige Bestandteile der aktiven Systeme sind, gegeben, und es werden einige Beispiele für die Gesamtsysteme vorgestellt. Im ersten Teil des Kapitels werden verschiedene Aktortypen beschrieben und deren Vor- und Nachteile diskutiert. Im weiteren Abschnitt wird ein Überblick über die Sensoren, die für die Erfassung der Vibrationen geeignet sind, gegeben. Dabei werden in die Aktoren integrierbare Sensoren ausführlicher beschrieben. Die Fokussierung der Recherche wird auf kompakte aktive Systeme für die Kompensation von Schwingungen in Laborumgebungen gelegt.

2.1 Aktortypen für aktive Schwingungsunterdrückung

Die in aktiven Systemen eingesetzten Aktoren sollen eine ausreichende mechanische Kraft erzeugen, um zu isolierende sensible Geräte zu bewegen und genügend Hub zu liefern, um Bewegungen entgegen der Vibration zu generieren.

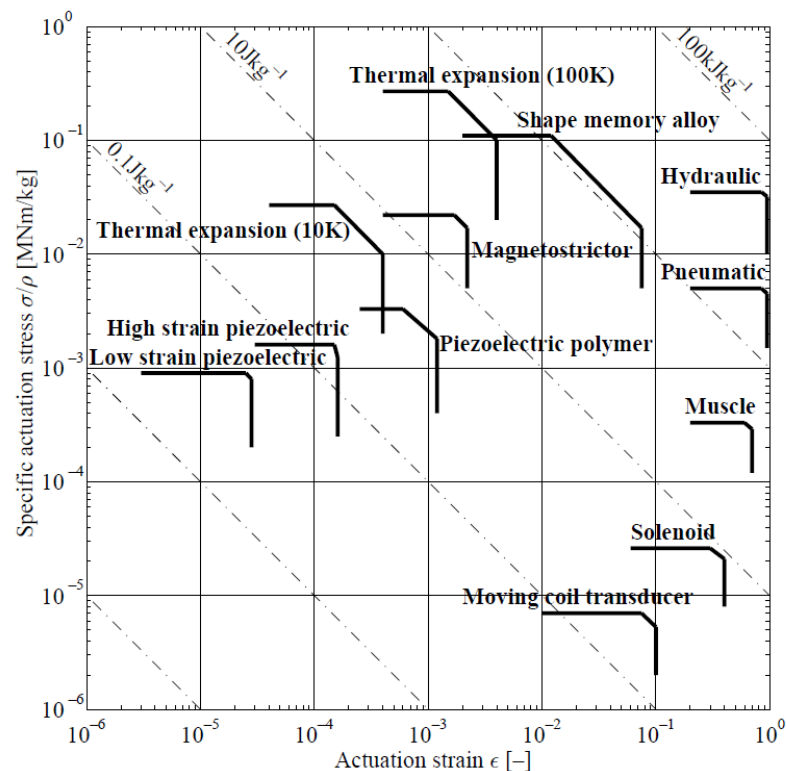


Abbildung 2.1: Aktorenvergleich, dichtebezogener Aktordruck versus der Dehnung des Aktors [14].

Außerdem ist die Dynamik des Aktors für die Eliminierung der Schwingungen von großer Bedeutung. In Abb. 2.1 sind die verschiedenen Aktortypen bezüglich des dichtebezogenen Aktordrucks und auf die Aktorlänge bezogene Dehnung miteinander verglichen. Die auf die Abmessungen bezogenen Kenngrößen sind besser für den Vergleich verschiedener Aktortypen geeignet und sind für den Aufbau kompakter und leichter Konstruktion entscheidend.

Anhand dieses Diagramms ist zum Beispiel erkennbar, dass die thermisch aktivierten Aktoren und Formgedächtnislegierungen die höchsten Werte für den dichtebezogenen Druck bei mittlerer Dehnung haben. Andererseits weist dieser Aktortyp sehr schlechte dynamische Eigenschaften auf und ist folglich für aktive Isolationssysteme ungeeignet [15]. Verglichen mit anderen Aktortypen produzieren pneumatische und hydraulische Aktoren höchste Stellwege bezogen auf deren Länge bei moderaten Aktordrücken. Sie werden häufig für das Isolieren schwerer Maschinen von niederfrequenten Schwingungen mit hohen Amplituden eingesetzt [6, 16].

Auch die Muskeln bieten hervorragende Eigenschaften für die Unterdrückung niederfrequenter Schwingungen und das Isolieren der störenden Vibrationen [17]. Deswegen werden alternative Materialien erforscht, die deren Eigenschaften nachbilden und optimieren können. Dafür kommen dielektrische Elastomere in Frage, welche in dieser Arbeit ausführlich behandelt werden.

2.1.1 Pneumatische Aktoren

Einer der verbreitetsten und am meisten erforschten Aktortypen für die aktive Lagerung ist der pneumatische Aktor. Pneumatische Lagerungen werden in zahlreichen industriellen Anwendungen eingesetzt [18, 16, 19] (Abb. 2.2b). Der Aufbau einer aktiven Gasfeder ist sehr einfach, sie besteht meistens aus zwei Gaskammern, die mit einem Ventil miteinander verbunden sind (Abb. 2.2a). Mit dem Ventil kann der Dämpfungsfaktor der Lagerung ein-

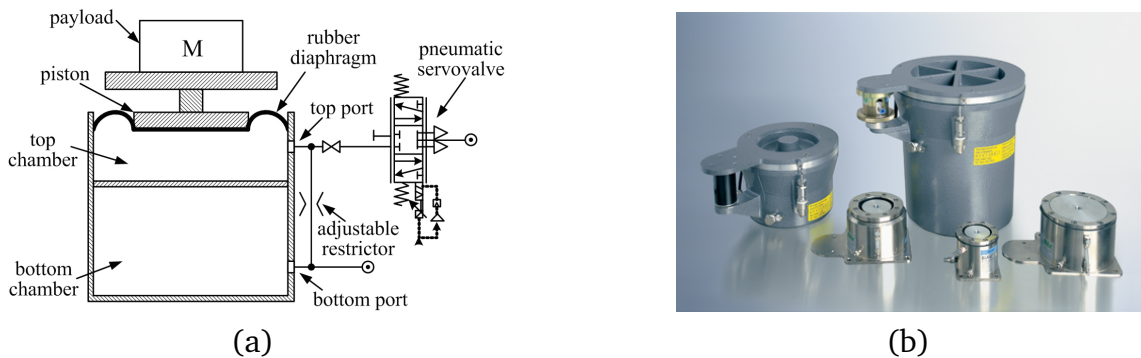


Abbildung 2.2: Aktive Lagerung basierend auf pneumatischen Aktoren. a) Skizze einer pneumatischen Lagerung [20], b) Kombiniertes Gummi-Luftfeder-Isolator *FAEBI-HD* mit einstellbarer Dämpfung von Fa. Bilz Vibration Technology AG [16].

gestellt werden. Eine Änderung der Stellkraft ΔF wird durch das Variieren des Luftdrucks Δp erzeugt, der auf eine konstante Fläche A_{Stempel} wirkt

$$F_0 + \Delta F = (p_0 + \Delta p)A_{\text{Stempel}} \quad (2.1)$$

Mit der Kraft F_0 wird der Arbeitspunkt der Lagerung eingestellt. Deren Änderung bewirkt eine Verschiebung des Niveaus von dem gelagerten Gerät. Für die Verwendung einer pneumatischen Lagerung wird ein Druckluftanschluss oder ein Kompressor mit einem Druckluftbehälter benötigt. Die pneumatischen Aktoren können große Kräfte und Stellwege erzeugen und werden für die Schwingungskompensation an mittelgroßen und großen Anlagen wie massiven Schwingtischen oder gesamten Laborräumen verwendet. Zusätzlich finden die adaptiven und passiven Lagerungen im Automobilbereich und in der Industrie große Verbreitung, weil sie eine niedrige Federkonstante besitzen und folglich eine niedrige Resonanzfrequenz. Die aktuelle Forschung richtet sich hauptsächlich auf die Optimierung der Regelalgorithmen [20, 21].

2.1.2 Elektrodynamische Aktoren

Elektrodynamische Aktoren sind ein sehr verbreiteter Aktortyp. Der Aktor besteht aus einem Permanentmagnet und einer beweglichen Tauchspule (Abb. 2.3a). Deren Wirkungsprinzip basiert auf der Lorentzkraft \vec{F}_L , die durch den veränderlichen elektrischen Strom in den Spulenwicklungen verursacht wird. Die Lorentzkraft \vec{F}_L ist proportional einem angelegten Strom I und beträgt

$$\vec{F}_L = N l \vec{I} \times \vec{B}, \quad (2.2)$$

wobei \vec{B} die magnetische Flussdichte, l die Länge einer einzelnen Wicklung und N die Anzahl der Wicklungen ist. Elektrodynamische Aktoren weisen sehr gute dynamische Eigenschaften auf und werden für die Erzeugung von Schwingungen zwischen wenigen Hz bis kHz eingesetzt. Dieser Aktortyp ist für die Schwingungsisolierung von Geräten mit einer Masse < 100 kg sinnvoll einsetzbar. Bei größeren Belastungen werden die Aktoren aufgrund der hohen Ströme zu warm und benötigen eine Kühlung [22]. Des Weiteren werden die elektrodynamischen Aktoren als Inertialmassenerreger für die Unterdrückung der Körperschallschwingungen im hörbaren Frequenzbereich verwendet [23]. Darüber hinaus ist deren bekannteste Anwendung der Lautsprecher.

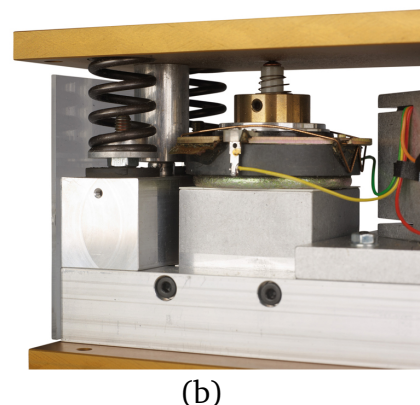
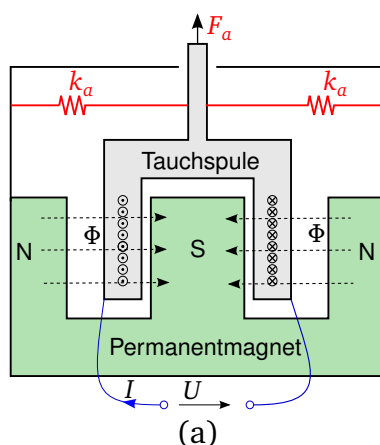


Abbildung 2.3: Elektrodynamischer Aktor. a) Prinzipskizze eines elektrodynamischen Aktors mit beweglicher Tauchspule [24], b) Innenaufbau eines aktiven Schwingtisches für Plattenspieler (Fa. Accurion) [25]. Parallele Verschaltung des Aktors und der passiven Feder.

In Abb. 2.3b ist der Innenaufbau eines aktiven Schwingtisches zu sehen, welcher für die Schwingungskompensation von Plattenspielern eingesetzt wird. Die aktive Lagerung besteht in diesem Fall aus einem elektrodynamischen Aktor mit parallel verschaltener Feder. Die Aktor-Feder Elemente sind vertikal und horizontal ausgerichtet, um Störungen aus beiden Richtungen zu kompensieren.

2.1.3 Elektromagnetische Aktoren

Das Funktionsprinzip der elektromagnetischen Aktoren beruht auf der Reluktanzkraft, die aufgrund der Änderung eines magnetischen Widerstands entsteht. In Abb. 2.4 ist eine Prinzipskizze eines einfachen elektromagnetischen Aktors abgebildet. Der Aktor besteht aus einem Ständer mit der Spule für die Erzeugung des Magnetfeldes und einem beweglichen Anker. Die Reluktanzkraft versucht entweder den Luftspalt zwischen dem Anker und dem Ständer zu minimieren oder die vollständige Überlappung der aktiven Ständer- und Ankerflächen zu erreichen, um einen energieminimalen Zustand im System zu erwirken [26]. Die Reluktanzkraft F_R wird aus der in dem Hubmagnet gespeicherten magnetischen Energie hergeleitet

$$F_R = \frac{dW_{\text{magn}}}{dz}. \quad (2.3)$$

Die magnetische Energie W_{magn} kann als Produkt aus der Induktivität L und dem Quadrat durch die Spule fließendes elektrisches Stromes I

$$W_{\text{magn}} = \frac{1}{2} I^2 L \quad (2.4)$$

beschrieben werden. Die Induktivität L hängt von der Anzahl der Spulenwicklungen N und dem magnetischen Widerstand des Aktors R_{magn} , welcher sich aus der Summe magnetischen Widerstandes im Eisen $R_{\text{magn, Fe}}$ (Hubanker und Ständer) und magnetischen Widerstandes im Luftspalt $R_{\text{magn, L}}$ zusammensetzt, ab

$$L = \frac{N^2}{R_{\text{magn, Fe}} + R_{\text{magn, L}}} = \frac{N^2}{\frac{l_m}{\mu_r \mu_0 A} + \frac{2z}{\mu_0 A}}, \quad (2.5)$$

wobei A die Polfläche ist, l_m die mittlere Eisenlänge im Ständer und Hubanker, z die Höhe des Luftspalts, μ_0 ist die magnetische Feldkonstante und μ_r die Permeabilitätszahl von Eisen. Die Induktivität wird maßgeblich durch den magnetischen Widerstand im Luftspalt bestimmt. Durch das Ersetzen der Induktivität in Gl. 2.4 durch Gl. 2.5 und nachfolgender Ableitung nach Luftspalt z wird die Reluktanzkraft F_R berechnet

$$F_R(z, I) = \frac{1}{2} N^2 I^2 \frac{\mu_0 A}{2z^2}. \quad (2.6)$$

Die Reluktanzkraft ist invers proportional zum Quadrat des Luftspalts z . Dadurch kann dieser Aktortyp nur für die Erzeugung kleiner Hübe eingesetzt werden [22]. Folglich ist die Verwendung der elektromagnetischen Aktoren im Vergleich zu elektrodynamischen Aktoren eingeschränkt. In Abb. 2.4 ist ein elektromagnetischer Aktor dargestellt, welcher als

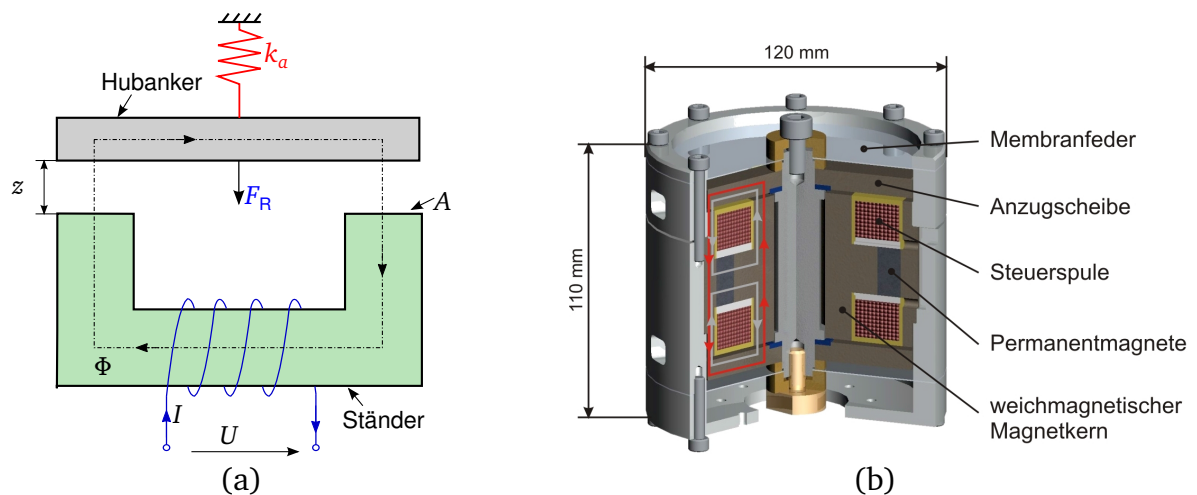


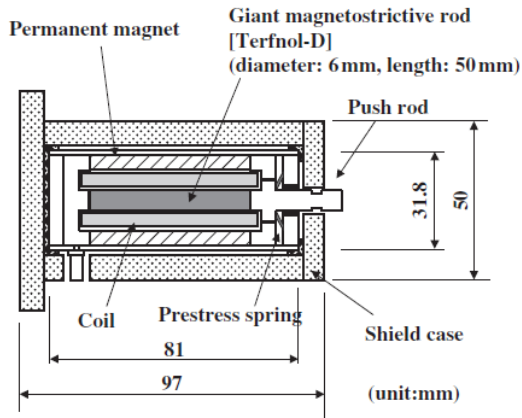
Abbildung 2.4: a) Prinzipskizze eines elektromagnetischen Aktors [26] b) CAD-Zeichnung eines elektromagnetischen Aktors [27].

Schwingungserreger eingesetzt wird [27, 22]. Der Aktor besteht aus einem Permanentmagneten, mit dem der Arbeitspunkt eingestellt wird, und Elektromagneten, die ober- und unterhalb des Permanentmagneten positioniert sind. Mit den Elektromagneten wird der Magnetfluss auf einer Seite geschwächt und auf der anderen Seite verstärkt, wodurch der auf den Membranfedern gelagerte Stab in Bewegung versetzt wird. Dieser Aktor hat eine hohe Leistungsdichte und kann für die Stellfrequenzen bis 300 Hz verwendet werden. Weiter besteht die Möglichkeit, elektrodynamische und elektromagnetische Wirkprinzipien in einem Aktor zu kombinieren, dadurch können Aktoren mit hoher Leistungsdichte und linearem Verhalten aufgebaut werden [8].

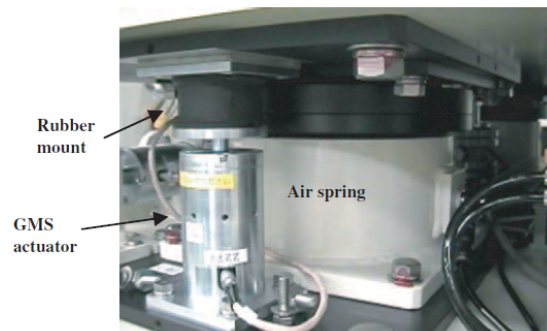
2.1.4 Magnetostriktive Aktoren

Das Kernstück eines magnetostriktiven Aktors ist ein magnetostriktives Material, welches sich infolge einer Anregung mit dem magnetischen Feld verformt. Die Weiss'schen Bezirke des Materials richten sich durch das externe magnetische Feld aus und erzeugen eine Verlängerung des Materials in eine Richtung beim konstant bleibenden Volumen (Joule-Magnetostriktion). Nach Entfernen des externen Feldes nimmt das Material die Anfangsform an. Diese Bewegung kann als Aktorhub ausgenutzt werden. Die Magnetostriktion tritt in den meisten ferromagnetischen Stoffen auf. Besonders ausgeprägt ist sie in magnetostriktiven Legierungen wie Terfenol-D [15]. Die magnetostriktiven Aktoren generieren große Kräfte (500...5000 N) bei kleinen Stellwegen (20...200 μm) [10].

In Abb. 2.5 ist ein Aktor für die aktive Schwingungskompensation in einem Schwingtisch dargestellt. Im Vergleich zum elektromagnetischen Aktor hat der magnetostriktive Aktor keine beweglichen Elemente. Lediglich der innere Stab dehnt sich durch die Aktivierung mit dem magnetischen Feld. Der vorgestellte Aktor erreicht maximal eine Auslenkung von $\pm 24 \mu\text{m}$. Aktuell gibt es wenige industrielle Einsätze. Dafür werden neue Legierungen mit stärkeren magnetostriktiven Eigenschaften erforscht und neue Anwendungsfelder insbesondere in Mikrosystemtechnik erschlossen [10].



(a)

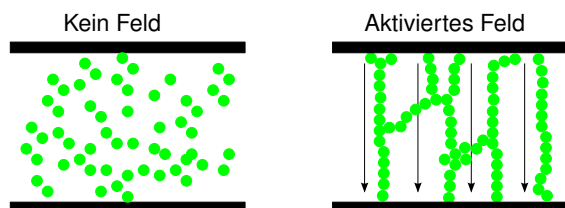


(b)

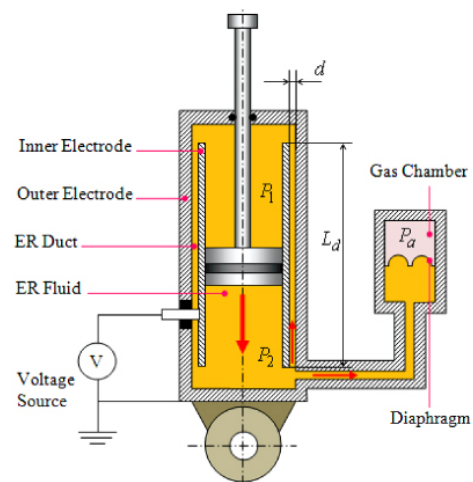
Abbildung 2.5: a) Zeichnung eines magnetostruktiven Aktors, welcher als aktive Lagerung eingesetzt wird. b) Aktive Lagerung mit magnetostruktivem Aktor im aktiven Schwingtisch [28]. Hybride Verschaltung: Aktor in Reihe mit Gummilager und parallel zur Luftfederung.

2.1.5 Magneto- und elektrorheologische Flüssigkeiten

Magneto- und elektrorheologische Flüssigkeiten bestehen aus nicht leitfähigem Fluid mit homogen verteilten Partikeln, die entweder durch ein magnetisches oder ein elektrisches Feld ausgerichtet werden können (Abb. 2.6a).



(a)



(b)

Abbildung 2.6: a) Funktionsprinzip einer magneto- oder elektrorheologischen Flüssigkeit [29], b) Innenaufbau eines adaptiven Dämpfers mit elektrorheologischer Flüssigkeit [30].

Mit dem äußeren Feld wird die Viskosität der Flüssigkeit kontrolliert. Diese Eigenschaft wird für die Herstellung von adaptiven Dämpfern eingesetzt. Die störende Vibrationsenergie wird in dem Dämpfer dissipiert. Verglichen mit der passiven Lagerung kann der adapti-

ve Dämpfer die Resonanzüberhöhung ohne Verschlechterung der Isolierungseigenschaften im höheren Frequenzbereich kompensieren [29]. In Abb. 2.6b ist ein adaptiver Dämpfer mit elektrorheologischer Flüssigkeit eingesetzt. Der Kolben teilt den doppelwandigen Zylinder in zwei Räume, die miteinander über die Durchgänge zwischen den Wänden verbunden sind. An die äußeren und inneren Wände ist die elektrische Spannung angelegt, die die Viskosität der Flüssigkeit in den Kanälen steuert. Dadurch wird die Durchgangsgeschwindigkeit der Flüssigkeit zwischen den Räumen eingestellt und folglich die Dämpfung variiert. Weiter können die elektrorheologischen Flüssigkeiten in der Kombination mit einem hydraulischen Aktor als aktive Lagerung eingesetzt werden [31].

2.1.6 Piezoelektrische Aktoren

Piezoelektrische Wandler werden in vielfältigen industriellen Anwendungen als Sensoren und Aktoren eingesetzt [15]. Aktuell laufen viele Forschungsprojekte, die die Anwendbarkeit piezoelektrischer Aktoren für die aktive Schwingungsunterdrückung untersuchen [32, 33, 8, 29]. Piezoelektrische Aktoren haben eine kompakte Bauform, da sie die elektrische Energie auf direktem Weg in mechanische umwandeln. In dem Aktor wird der inverse (reziproke) piezoelektrische Effekt ausgenutzt. Das angelegte elektrische Feld ändert die Kristallstruktur der Piezokeramik, infolgedessen wird die Kraft und der Hub generiert (Abb. 2.7).

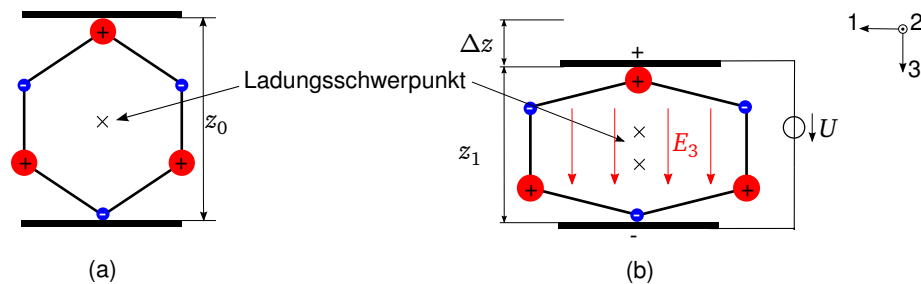


Abbildung 2.7: Funktionsprinzip eines Piezoelements. a) Piezoelement im Grundzustand, b) Verformung des Piezokristalls durch das elektrische Feld [24].

Die grundlegenden mathematischen Gleichungen des piezoelektrischen Wandlers für die elektrische Verschiebungsflussdichte D_i und richtungsabhängige mechanische Dehnung S_j lauten

$$D_i = d_{ij}p_j + \varepsilon_i^T E_i, \quad (2.7)$$

$$S_j = s_{ij}^T p_j + d_{ij} E_i, \quad (2.8)$$

mit dem mechanischen Druck p_j , dem elektrostatischen Feld E_i , der richtungsabhängigen Permittivität ε_i , der piezoelektrischen Konstante d_{ij} und der mechanischen Nachgiebigkeit des Materials s_{ij} , die dem Kehrwert des Elastizitätsmoduls Y entspricht. Der Koeffizient i gibt die Richtung der elektrischen Polarisierung vor, und der Koeffizient j entspricht der Richtung mechanischer Verformung. Meistens wird für die aktorischen Anwendungen entweder Quereffekt (d_{31} -Effekt) oder Längseffekt (d_{33} -Effekt) des Piezoelements ausgenutzt.

Die Piezoaktoren werden hauptsächlich aus gesinterten Blei-Zirkonat-Titanat (PZT) Keramiken hergestellt.

Piezelektrische Aktoren vereinen sehr große Stellkräfte von mehreren kN und gleichzeitig eine hohe Dynamik, bis in den MHz Bereich. Andererseits haben sie einen sehr kleinen Hub von maximal 0,1 % der Ursprungslänge. Für die Vergrößerung des Stellweges bei konstant bleibender Ansteuerspannung werden die einzelnen Piezoschichten aufeinander gesetzt und ein Stapelaktor aufgebaut. Zusätzlich wird der Stellweg der Aktoren durch die Festkörpergelenksführungen weiter vergrößert, dafür aber verschlechtert sich die Dynamik und die Stellkräfte nehmen ab [15, 10] (Abb. 2.8b).

In Abb. 2.8a ist ein Lagerelement des am Fraunhofer-Institut LBF entwickelten aktiven Schwingtisches dargestellt. Die einzelne Lagerung besteht aus piezelektrischen Patchaktoren, die an die Biegebalken zur Wegvergrößerung angebracht sind. Der maximale Stellweg des aktiven Lagers beträgt $80\text{ }\mu\text{m}$. Für die Schwingungserfassung wird ein Beschleunigungssensor verwendet. Des Weiteren wird die Anwendbarkeit der piezelektrischer Aktoren für die Herstellung adaptiver Tilger und der Inertialmassenerreger erforscht [11].

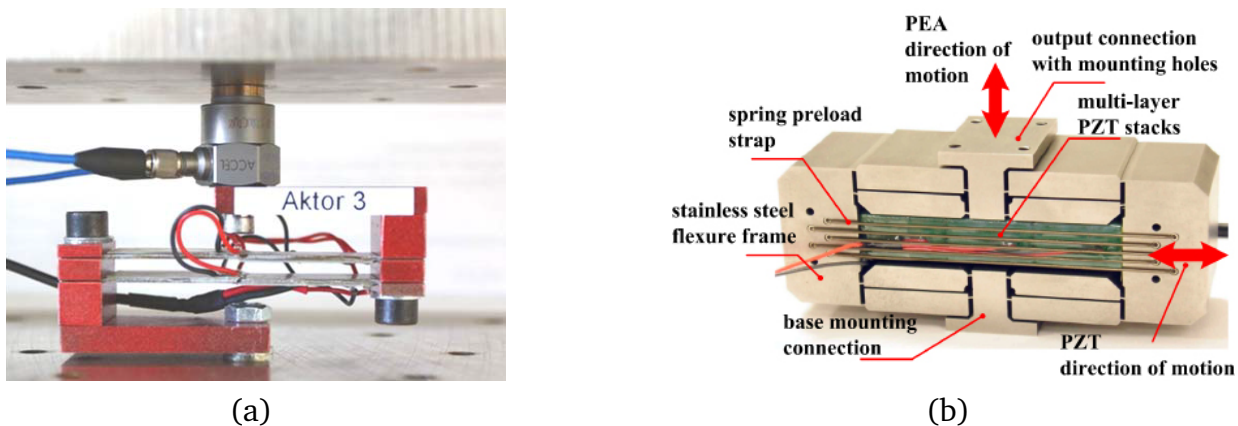
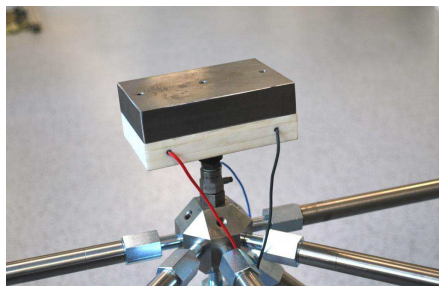


Abbildung 2.8: Beispiele für aktive Lagerungen auf Basis piezelektrischer Aktoren. a) Innenaufbau eines aktiven Bimorphlagers mit den piezelektrischen Patchaktoren von der aktiven Isolationsplattform (Fraunhofer-Institut LBF) [32, 34], b) Piezelektrischer Stapelaktor mit der Festkörpergelenksführung [35, 36], Höhe 24 mm, Länge 74 mm, Maximaler vertikaler Hub bis $1000\text{ }\mu\text{m}$.

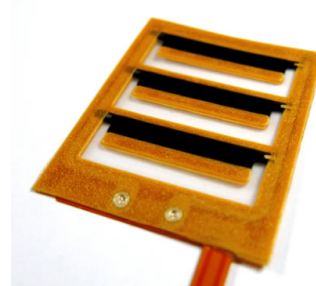
2.1.7 Dielektrische Elastomeraktoren

Seit den 1990er Jahren wächst kontinuierlich das Interesse an dielektrischen Elastomeraktoren (DEA) [37, 137]. DEA funktionieren nach dem gleichen Prinzip wie elektrostatische Aktoren, nur befindet sich zwischen den Elektroden statt Luft ein weiches Elastomer, das als Dielektrikum und Rückstellfeder dient. Die theoretischen Grundlagen der DEA werden im nachfolgenden Kapitel ausführlich erklärt. DEA werden sowohl in der Mikrosystemtechnik als auch in makroskopischen Anwendungen eingesetzt wie z.B. für die aktive Vibrationsunterdrückung. Die Entwicklung befindet sich noch im Anfangsstadium. Es gibt nur wenige industrielle Hersteller, die diese Aktoren produzieren und industrielle Applikationen anbieten.

Fa. Danfoss Polypower hat als erstes Unternehmen mit der Herstellung gerollter dielektrischer Elastomeraktoren begonnen, die auch für die Anwendung, aktive Lagerung, un-



(a)



(b)

Abbildung 2.9: Dielektrische Elastomeraktoren. a) Am Fraunhofer Institut LBF entwickelter Inertialmassenerreger [38]. Abmessungen nur des Aktors: $b \times l$, 60 mm x 60 mm, 44 aktiven Schichten. Maximale Dehnung 5 % bei 1500 V. b) Schwingungserreger mit drei einschichtigen DEA von Fa. Artificial Muscle, Inc. [39]. Abmessungen: 30 mm x 50 mm.

tersucht wurden [40, 41]. Weiter werden die gerollten DEA von Fa. Bayer im Rahmen des Projektes EAPSIG für die aktive Schwingungsunterdrückung niederfrequenter Vibrationen an flächigen Strukturen untersucht [42, 12]. Am Fraunhofer-Institut LBF werden DEA mit steifen perforierten Elektroden erforscht und als adaptive Tilger oder Inertialmassenerreger eingesetzt (Abb. 2.9a) [43, 38, 44]. Des Weiteren werden DEA nicht nur zur Schwingungskompensation verwendet, sondern auch als Schwingungsaktoren für die haptischen Rückmeldungen in mobilen Geräten für die Verbesserung des Realitätsgefühls während des Spielens eingesetzt (Abb. 2.9b). Die Aktoren werden mit dem Lautsprecher-signal angesteuert.

Da das Grundmaterial der DEA das weiche Elastomer ist, vereinen sie Feder-Dämpfer und Aktor in einem Element. Dadurch vereinfacht sich die Konstruktion der aktiven Lagerung. Die Dichte der DEA ist ca. 1 g/cm^3 , folglich wird die gesamte Konstruktion der Lagerung deutlich leichter als mit den oben vorgestellten Aktortypen. Im Vergleich zu piezoelektrischen Aktoren produzieren DEA einen großen Hub (bis 20 % der Ausgangslänge), aber haben kleine Stellkräfte von einigen Newton.

2.1.8 Zusammenfassung Aktoren

Abschließend werden die Vor- und Nachteile der vorgestellten Aktortypen, welche für den Aufbau aktiver Lagerung eingesetzt werden, in Tab. 2.1 zusammengefasst.

Tabelle 2.1: Übersicht der Aktortypen, die als aktive Lagerung eingesetzt werden [45, 8, 22].

Wandlerart	Anwendung	Vorteile	Nachteile
pneumatisch	aktive / adaptive Lagerung für Strukturen mit der Masse von wenigen hundert Kilo bis zu mehreren Tonnen, Frequenzbereich: < 200 Hz, Hub: > 1000 mm	einfacher Aufbau, hohe statische Steifigkeit, niedrige Resonanzfrequenz, großer Stellweg, Niveauregulierung	Luftdruckanschluss, eingeschränkte Mobilität
elektrodynamisch	Lagerung für kleine und mittelgroße Lasten, Inertialmassenerreger, Frequenzbereich: kHz, Hub: > 100 mm	hohe Dynamik, große Stellwege	hohe Hitzeerzeugung im Betrieb, passives Federelement erforderlich, niedriger massebezogener Aktordruck
elektromagnetisch	Stabilisierungssysteme für Linsen in den Fotoobjektiven, Schwingungserreger, Frequenzbereich: < 300 Hz, Hub: < 10 mm	große Stellkräfte, günstig	kleiner Hub, nichtlineares Verhalten, passives Federelement erforderlich
magnetostriktiv	aktive Lagerung, Frequenzbereich: < 1000 Hz, Hub: < 200 μ m	große Stellkräfte, robust	kleiner Hub, teuer, nichtlineares Verhalten, passives Federelement erforderlich
magneto- und elektrorheologisch	adaptiver Dämpfer	robust, Kompensation der Resonanzüberhöhung durch Änderung der Dämpfung	kein Aktor
piezoelektrisch	Lagerung für kleine mittelgroße Lasten, Inertialmassenerreger, Frequenzbereich: MHz, Hub: 0,1 % der Aktorlänge, Stellkraft: kN	hohe Blockierkräfte, Energierückgewinnung möglich, Sensorintegration, kompakte Bauform, hohe Dynamik	sehr kleine Stellwege, passives Federelement erforderlich, teuer
dielektrisch	Lagerung für kleine Lasten, Inertialmassenerreger, Frequenzbereich: < 1000 Hz, Hub: 20 % der Aktorlänge, Stellkraft: einige N	Kombination passiver und aktiver Eigenschaften einer Lagerung, kompakte Bauform, Energierückgewinnung möglich, Sensorintegration, große Stellwege, günstig	Gegenstand der Forschung, kleine Stellkräfte

2.2 Übersicht geeigneter Sensoren für die Erfassung der Schwingungen

Für die Erfassung der Schwingungen werden entweder Weg-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungssensoren oder alternativ Kraftsensoren eingesetzt, wobei die Beschleunigungs- und Kraftsensoren aufgrund der Beziehung $F = ma$ in der Wirkung als gleichartig angesehen werden können. Die Auswahl der Messgröße ist von dem untersuchten Frequenzbereich abhängig. Eine Abschätzung, welche Messgröße für die Erfassung niederfrequenter Schwingungen geeignet ist, kann über die kinetische Energie der bewegten Masse getroffen werden. Es wird angenommen, dass die kinetische Energie W_{kin} über das Frequenzspektrum konstant ist und

$$W_{\text{kin}} = \frac{m v_m^2}{2} \quad (2.9)$$

beträgt. Die Amplituden des Weges z_m , der Geschwindigkeit v_m und der Beschleunigung a_m können ineinander umgerechnet werden

$$\hat{v}_m = j\omega \hat{x}_m = \frac{1}{j\omega} \hat{a}_m, \quad (2.10)$$

wobei ω die Kreisfrequenz ist. In (Abb. 2.10) wird der Zusammenhang zwischen den Amplituden der einzelnen Messgrößen bei einer konstanten kinetischen Energie der Masse dargestellt. Die Geschwindigkeit bleibt über das ganze Frequenzspektrum konstant. Sie wird nur durch den Sensor selbst und die Sensorelektronik begrenzt. Die Amplitude des Weges nimmt mit der Frequenz ab, stattdessen vergrößert sich die Amplitude der Beschleunigung. Folglich sind für die Detektion der niederfrequenten Schwingungen die Wegsensoren am besten geeignet. Bei höheren Frequenzen haben die Beschleunigungssensoren eine höhere Empfindlichkeit. Die Geschwindigkeitssensoren sind am besten für mittlere Frequenzen geeignet.

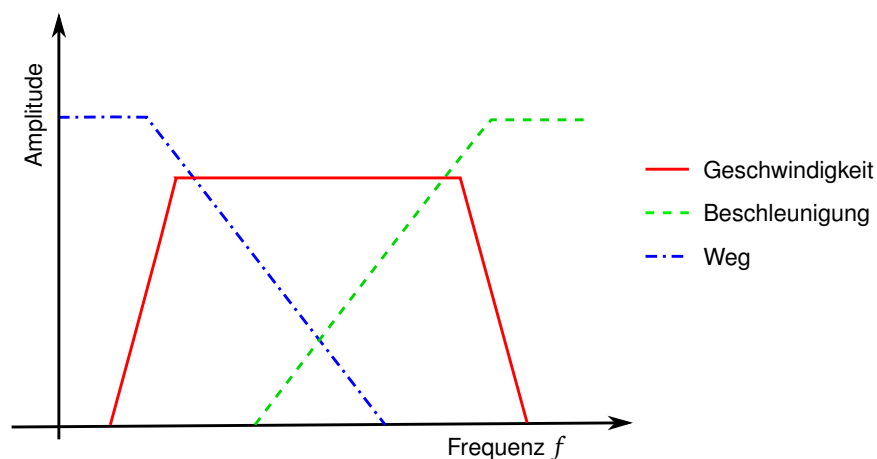


Abbildung 2.10: Amplituden des Weges, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung in Abhängigkeit von der Frequenz bei einer konstanten kinetischen Energie der gemessenen Masse. Die Kanten stellen die Begrenzungen der Messeinrichtungen dar.

Auf dem Markt sind verschiedene Sensorarten mit unterschiedlichen Messprinzipien für die Erfassung der niederfrequenten Vibrationen vorhanden. Die optischen Sensoren wie Triangulationssensoren und Laser-Doppler-Vibrometer sind für die messtechnische Charakterisierung der schwingenden Systeme in Laborumgebungen sehr verbreitet, sie bieten eine hohe Empfindlichkeit und haben keine Rückwirkungen auf das Messobjekt.

Für die Erfassung der Geschwindigkeit werden die elektrodynamischen Wandler eingesetzt, die genau so wie die Aktoren aufgebaut sind (Abb. 2.3). Im Magnetfeld B einer beweglichen Spule wird eine elektrische Spannung U_{ind} induziert, die der Geschwindigkeit v proportional ist

$$U_{\text{ind}} = NBlv. \quad (2.11)$$

Je niedriger der untersuchte Frequenzbereich ist, desto größer muss die Anzahl der Wicklungen sein und folglich die Abmessungen der Spule des Sensors. Die elektrodynamischen Sensoren benötigen keine externe Energieversorgung und sind robust aufgebaut [46].

Die größte industrielle Verbreitung haben die Beschleunigungssensoren aufgrund einer kompakten Bauform und hoher Empfindlichkeit in den mittleren und hohen Frequenzbereichen [47]. In Abb. 2.11 sind die Prinzipskizzen der bekanntesten Beschleunigungssensoren vorgestellt.

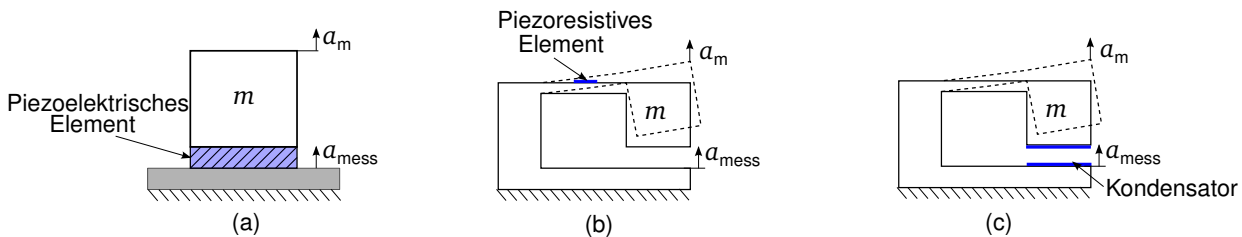


Abbildung 2.11: Sensorprinzipien für die Beschleunigungssensoren a) piezoelektrisch, b) piezoresistiv, c) kapazitiv [47].

Ein Beschleunigungssensor besteht aus einer seismischen Masse m , einem Feder-Dämpfer Element und einem elektromechanischen Wandler, mit dem mechanische Verformungen in elektrische Signale umgewandelt werden. Bei einem piezoelektrischen Wandler wird der direkte Piezoeffekt ausgenutzt. Die auf das Piezoelement wirkende dynamische Kraft führt zur Ladungstrennung im Piezokristall (Abb. 2.11a). Im piezoresistiven Wandler wird die während der Schwingung der Masse auftretende Dehnung detektiert (Abb. 2.11b). Stattdessen wird in einem kapazitiven Beschleunigungssensor die Änderung der Kapazität ausgewertet (Abb. 2.11c). Die piezoresistiven und kapazitiven Beschleunigungssensoren finden sowohl in der Automobilindustrie als auch in der Konsumerelektronik aufgrund kostengünstiger Produktion große Verbreitung. Mit diesen Sensortypen können außer dynamischer Beschleunigung auch die statische Erdbeschleunigung erfasst werden, was besonders für die Erkennung der Ausrichtung des Gerätes vorteilhaft ist. Hauptsächlich in industriellen Anwendungen werden piezoelektrische Sensoren verwendet. Verglichen mit anderen Typen decken piezoelektrische Sensoren einen breiteren Frequenzbereich (0,1 Hz...50 kHz) ab und weisen eine höhere Empfindlichkeit auf, was besonders für die

Erfassung niederfrequenter Schwingungen entscheidend ist [47, 48]. Leider vergrößern sich die Abmessungen der Beschleunigungssensoren für niederfrequente Signale unterhalb von 500 Hz deutlich [48].

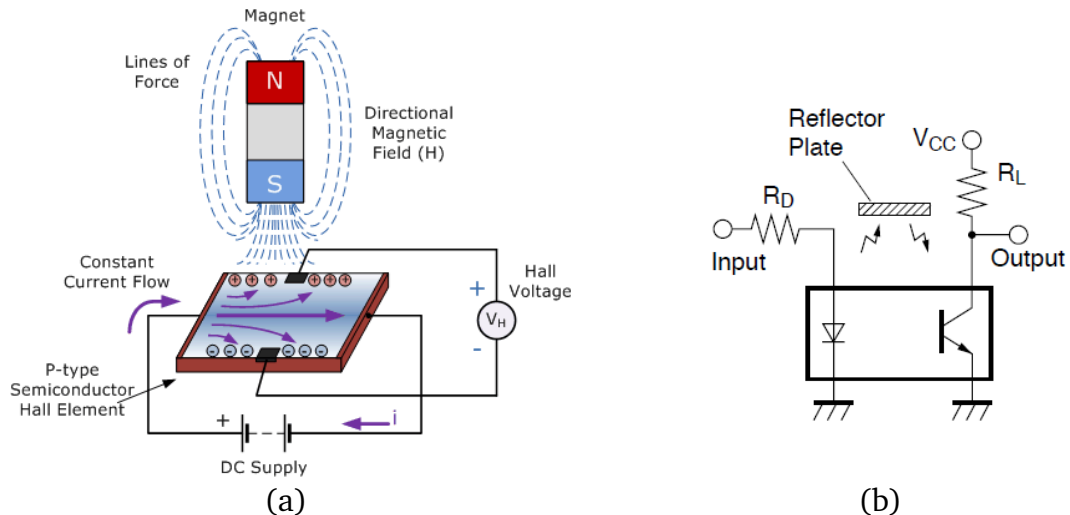
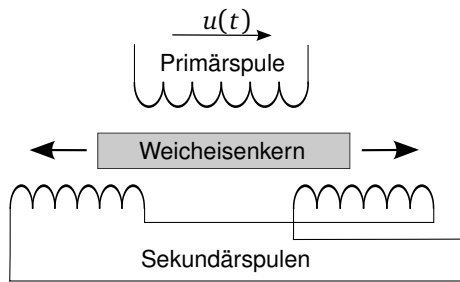


Abbildung 2.12: a) Funktionsprinzip eines Hall-Sensors [49], b) Funktionsprinzip eines Reflex-Lichtensors [50].

Des Weiteren können Hall-Sensoren und optische Reflex-Lichtsensoren als Abstandsmesssensoren eingesetzt werden. Sie sind preiswert und werden als kompakte SMD-Bauelemente realisiert. Für die Erfassung vertikaler Auslenkungen mit dem Hall-Sensor wird auf einem beweglichen Element ein Magnet befestigt. Eine Änderung des Abstands zwischen dem Hall-Sensor und dem Magneten verursacht die Veränderung des auf das Sensorelement wirkenden Magnetfeldes (Abb. 2.12a). Anstatt eines Magneten wird im Aufbau mit einem Reflex-Lichtsensor ein reflektierender Gegenstand auf einen beweglichen Körper aufgebracht (Abb. 2.12b). Mit der Variierung des Abstands verändert sich die Lichtintensität und daraufhin der elektrische Strom in der Empfängerdiode. Auf dem Markt verfügbare Hall-Sensoren sind nur für die Messung der planaren Bewegungen ausgelegt [51, 52]. Für die Erfassung der vertikalen Auslenkungen müssen sie eigenständig kalibriert werden. Sowohl Hall-Sensoren als auch Reflex-Lichtsensoren haben einen nichtlinearen Zusammenhang zwischen dem Abstand und der veränderlichen elektrischen Messgröße, dadurch ist deren Anwendung für die Messung der Auslenkung eingeschränkt. Breite industrielle Verbreitung für die Messung des Weges finden induktive LVDT (Linear Variable Differential Transformer) Sensoren. Der Sensor besteht aus einer Primärspule, an der eine Wechselspannung $u(t)$ mit konstanter Frequenz und Amplitude anliegt, und zwei symmetrisch positionierten Sekundärspulen, die als Empfänger dienen (Abb. 2.13). Eine Verschiebung des Weicheisenkerns verändert den Kopplungsfaktor zwischen Primär- und Sekundärspulen. Diese Sensorart kann sowohl für statische als auch für dynamische Messungen eingesetzt werden. Die Messgenauigkeit liegt bei $1 \mu\text{m}$ [53]. Die Sensoren weisen eine lange zylindrische Form auf. Dadurch ist eine Integration in kompakte Aktoren aufwendig. Außerdem ist für die Auswertung der Sensorsignale eine teure Elektronik er-

forderlich [53].



(a)



(b)

Abbildung 2.13: a) Funktionsprinzip eines LVDT-Sensors, b) Bilder der LVDT-Sensoren, Fa. Micro-Epsilon Messtechnik GmbH [53].

In diesem Kapitel wird nur ein kleiner Abriss über Sensortypen gegeben, die für die Erfassung der Schwingungen am ehesten in Frage kommen. In Tab. 2.2 sind auf dem Markt vorhandene Sensoren aufgelistet, die am besten für die Erfassung der Schwingungen entweder im Labor oder für die Integration in den Aktor in Frage kommen.

Tabelle 2.2: Übersicht auf dem Markt verfügbarer Sensoren, die für die Erfassung niederfrequenter Schwingungen in einer aktiven Lagerung geeignet sind.

Sensortyp	Messgröße	Messprinzip	Empfindlichkeit (Auflösung)	Frequenzbereich	Bemerkungen
Geschwindigkeits-sensor [54]	Geschwindigkeit	elektrodynamisch	$100 \frac{mV}{mm/s}$	1-2000 Hz	große Abmessungen, Gewicht: $m=500$ g
Piezoelektrischer Sensor [48]	Beschleunigung	piezoelektrisch	$1,02 \frac{V}{m/s^2}$	0,7-450 Hz	große Abmessungen, teuer
LVDT [53]	Weg	induktiv	$133 \frac{mV}{mm}$	0-300 Hz	große Abmessungen (Länge: 95 mm)
Kapazitiver Abstands-sensor [55]	Weg	kapazitiv	(0,38 nm)	0-50 kHz	berührungslos, Abstand max. 1 mm, teure Auswerteelektronik
Hall-Sensor [52]	Weg	magnetisch	(2 μm)	0-100 kHz	kleine Abmessungen, nichtlineares Verhalten, preiswert (unter 2 Euro)
Reflexlichtschranke [56, 57]	Weg	optisch	$10 \frac{mV}{\mu m}$		preiswert (2 Euro)
Laser-Vibrometer [58]	Geschwindigkeit / Weg	optisch (Interferenz)	(0,08 μm)	0-250 kHz	teuer, groß, nur für die Charakterisierung im Labor geeignet
Triangulationssensor [55]	Weg	optisch	(0,02 μm)	0-10 kHz	teuer, groß, nur für die Charakterisierung im Labor geeignet

Eine Alternative zur Benutzung industrieller Sensoren ist die Entwicklung eines selbstmessenden Aktors, dadurch können die Abmessungen und die Kosten der Lagerung reduziert werden. Während des Aktuierungsvorgangs ändert sich die Geometrie des Aktors und folglich seine Übertragungsfunktion. Daraufhin wird sich auch die Beziehung zwischen der am

Aktor anliegenden elektrischen Spannung und dem Strom wandeln. Dieser Effekt ist stärker in intelligenten Werkstoffen ausgeprägt.

In einem piezoelektrischen Aktor ändert sich die Kapazität durch Einwirken einer externen Kraft, in Folge dessen ändert sich die Phase und die Amplitude des elektrischen Stroms [59, 60]. Für den Einsatz dieser Methode in der aktiven Vibrationskontrolle ist eine sehr genaue Kenntnis des Wandlermodells erforderlich, um zuverlässige Sensordaten zu bekommen. Nach gleichem Prinzip können die sensorischen Eigenschaften in dielektrische Elastomerwandler integriert werden.

2.2.1 Dielektrische Elastomerwandler als Sensor

Mehrere Forschungsgruppen arbeiten an der Entwicklung von Sensoren auf Basis von dielektrischen Elastomerwandlern (DEW) und der Kombination der Aktor-Sensor-Eigenschaften in einem Element. Es besteht die Möglichkeit entweder die Kapazitätsänderung der DEW oder die Änderung des Widerstandes in Elektroden auszuwerten.

Fa. Danfoss Polypower entwickelt kapazitive Dehnungssensoren basierend auf DEW (Abb. 2.14a), die für medizinische Zwecke oder in der Forschung eingesetzt werden können. Mit diesen Sensoren können Dehnungen bis zu 35% erfasst werden und die Genauigkeit beträgt 5% [61].

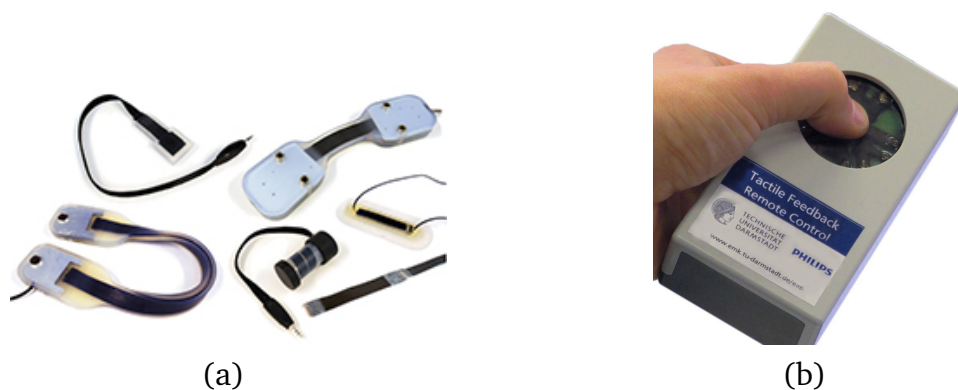


Abbildung 2.14: Kapazitive Sensoren mit DEW, a) Kapazitiver Dehnungssensor (Fa. Danfoss Polypower) [61]. Gesamtlänge: 200-350 mm, Breite 20 mm. b) Fernbedienungseinheit mit haptischer Rückmeldung (Institut EMK) [62].

Am Institut für Elektromechanische Konstruktionen (EMK) in Darmstadt ist eine Fernbedienungseinheit mit einer haptischen Rückmeldung entwickelt worden (Abb. 2.14b). DEW sind als Tasten eingesetzt, die nacheinander als Sensor und Aktor arbeiten. Der Sensor erkennt die Betätigung einer Taste durch den Bediener. Der Befehl wird von dem System ausgeführt und der Bediener bekommt eine Rückmeldung durch die Vibration der Taste. In dieser Anwendung wird die Kapazitätsänderung des DEW durch die externe mechanische Kraft ausgewertet, dabei arbeitet der Sensor rein quantitativ. Am DEW wird eine hochfre-

quente Rechteckspannung $u(t)$ angelegt und dabei elektrischer Strom gemessen. Durch die Integration wird daraus die Ladung Q bestimmt

$$i(t) = \frac{dQ}{dt}, \quad (2.12)$$

und aufgrund des Zusammenhangs $Q = CU$ wird dann die Kapazität C des DEW ausgerechnet [62, 63]. Wenn die Kapazität einen bestimmten Wert überschreitet, erkennt die Elektronik, dass die Taste gedrückt ist.

Andere Forschungsgruppen aus Auckland, Neuseeland und Neuchatel, Schweiz arbeiten an selbstmessenden Aktoren mit einer Positionsregelung [64, 65]. Auch in diesem Fall basiert das Messprinzip auf der Änderung der Kapazität des Aktors. In Abb. 2.15 ist der Aufbau des Demonstrators dargestellt, um die Funktion des Prinzips zu zeigen. Der einschichtige Aktor besteht aus einer hochviskosen Acrylfolie VHB 4905 von Fa. 3M, die auf einem Rahmen vorgespannt ist. Die Elektroden sind aus einer leitfähigen Graphitpaste hergestellt. Die vorgespannte Folie ist in zwei aktive Segmente (Aktoren) aufgeteilt. In der Mitte befindet sich ein optisches Gitter. Die angelegte elektrische Spannung führt zur Stauchung der Acrylfolie und der Abnahme der planaren mechanischen Vorspannung. Folglich wird das optische Gitter zusammengestaucht. Der dielektrische Elastomersensor wird in einen Regelkreis integriert, mit dem die auf beiden Seiten positionierten DEA angesteuert werden und die Position des optischen Gitters eingestellt wird. Im Vergleich zur Steuerung wird die Positionierung der optischen Gitter um Faktor 3 mit der Regelung verbessert.

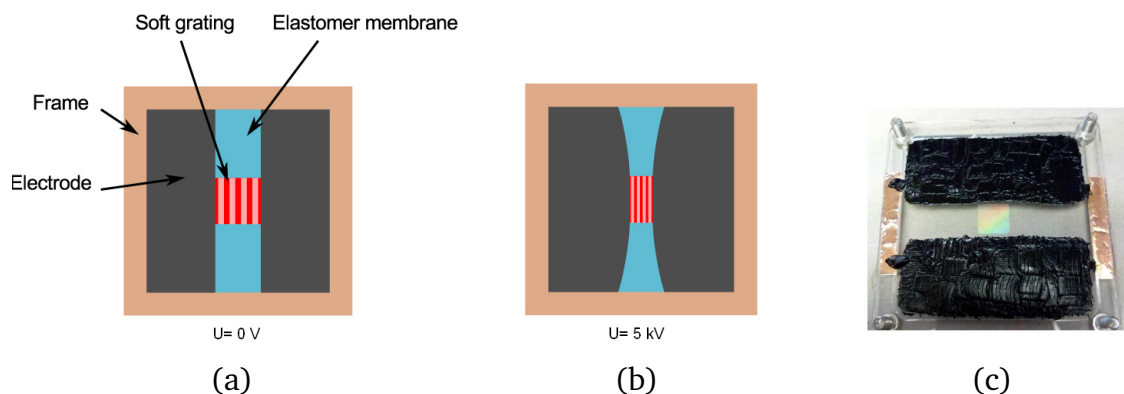


Abbildung 2.15: Aufbau und Funktion eines einschichtigen DEW hergestellt aus VHB-Folie mit integrierten sensorischen Eigenschaften. Das Aktor-Sensor-Element regelt die vorgegebene Auslenkung selbst nach [64].

2.3 Übersicht der aktiven Dämpfungssysteme

Nachdem Aktoren und Sensoren, die für die aktive Schwingungsdämpfung eingesetzt werden, vorgestellt sind, werden kompakte aktive Isolationssysteme, die auf dem Markt verfügbar sind, beschrieben. Oben vorgestellte Aktoren und Sensoren können beliebig miteinander kombiniert werden, entscheidend für die Auswahl eines Sensors sind Empfindlichkeit, Abmessungen und Preis. Für die Abdeckung eines breiten Frequenzbereiches können mehrere Sensoren kombiniert werden.

Als Erstes ist eine pneumatische aktive Isolationsplattform von Fa. Newport dargestellt (Abb. 2.16a) [19]. Die Schwingungsisolierung wird durch vier im Boden der Arbeitsplatte eingebaute Dämpfungsmodule realisiert. Diese arbeiten mit flexiblen, rollenden Diaphragmen, welche die Last tragen und die Platte vor Vibrationen schützen. Wird die Plattform Lastwechseln oder Stößen ausgesetzt, werden die Ventile geöffnet und die Dämpfungsmodule nehmen eine automatische Niveauregulierung vor. Die schwingungsgedämpfte Platte wird für den Schutz von optischen Messgeräten verwendet. Die aktive Dämpfung wirkt erst ab 5 Hz (Abb. 2.16b).

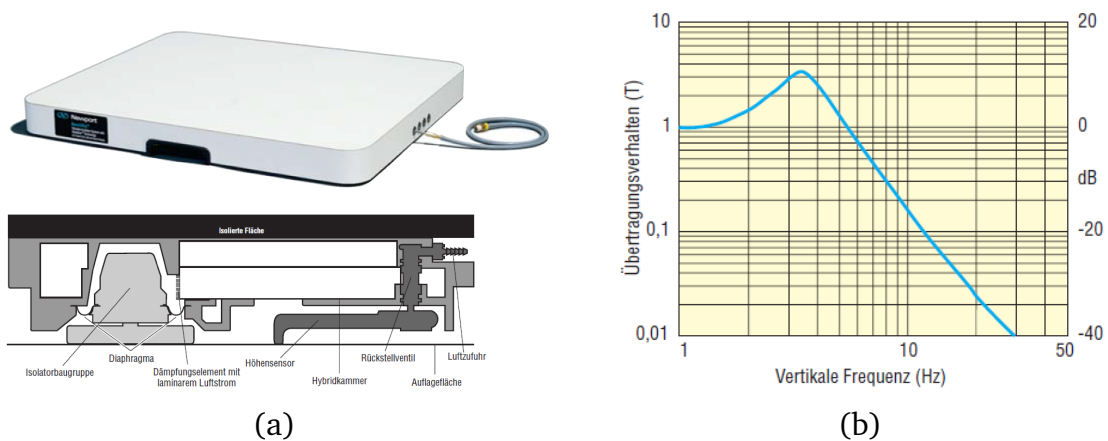


Abbildung 2.16: a) Kompakte schwingungsgedämpfte Platte *BenchTop* von Fa. Newport. Abmessungen ($l \times b \times h$): $508 \times 610 \times 55 \text{ mm}^3$. b) Übertragungsfunktion von *BenchTop* [19].

In Abb. 2.17 ist eine kompakte aktive Isolationsplattform von Fa. Accurion abgebildet [66]. Für die Unterdrückung der störenden Vibrationen wird ein elektrodynamischer Aktor eingesetzt, der parallel zu einer Feder verbaut ist.

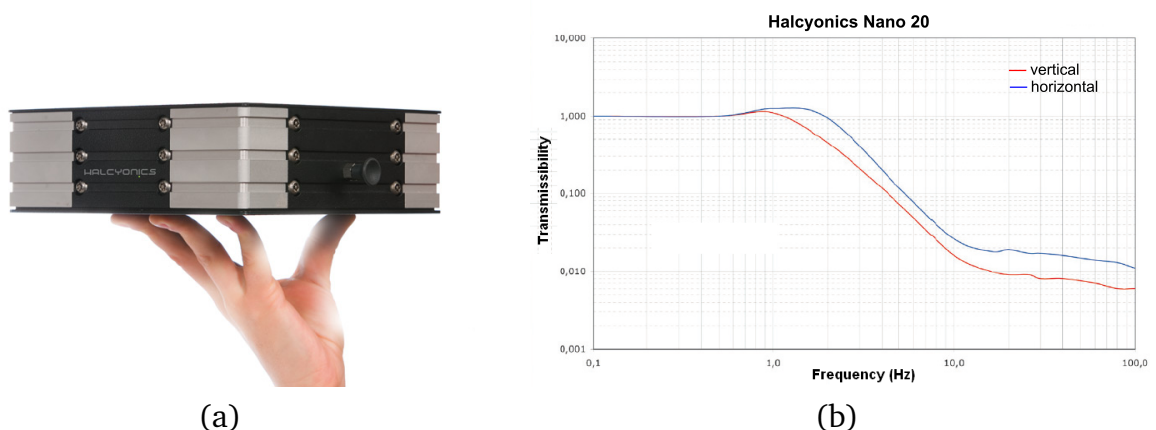


Abbildung 2.17: a) Aktive Isolationsplattform *Halcyonics Nano 20* von Fa. Accurion. Abmessungen ($l \times b \times h$): $204 \times 204 \times 69 \text{ mm}^3$, Eigengewicht 5,6 kg. b) Aktive Schwingungsisolierung einer Masse von 8 kg. Störsignal: $v_{st}=100 \mu\text{m/s}$ [66].

Die Schwingungen am Fundament werden mit einem Beschleunigungssensor aufgenommen. Mit diesem aktiven System können sowohl vertikale als auch horizontale Störungen im Frequenzbereich von 1 Hz bis 200 Hz kompensiert werden. In Abb. 2.17b ist die Übertragungsfunktion der aktiven Schwingungsisolations dargestellt. Die Amplitude des Störsignales beträgt $100 \mu\text{m/s}$.

Als Nächstes wird eine am Fraunhofer-Institut LBF entwickelte aktive Isolationsplattform vorgestellt (Abb. 2.18). In diesem Fall werden piezoelektrische Bimorphaktoren parallel zu den Federn eingebaut, um die Aktoren von statischen Lasten zu schützen. Für die Detektierung der Störungen wird ein selbst entwickelter piezoelektrischer Beschleunigungssensor eingesetzt. Mit der vorgestellten Isolationsplattform können die störenden Vibrationen um bis zu 17 dB gedämpft werden [34], siehe Abb. 2.18b.

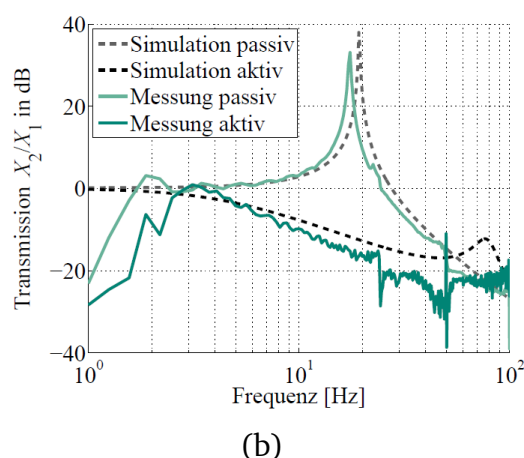
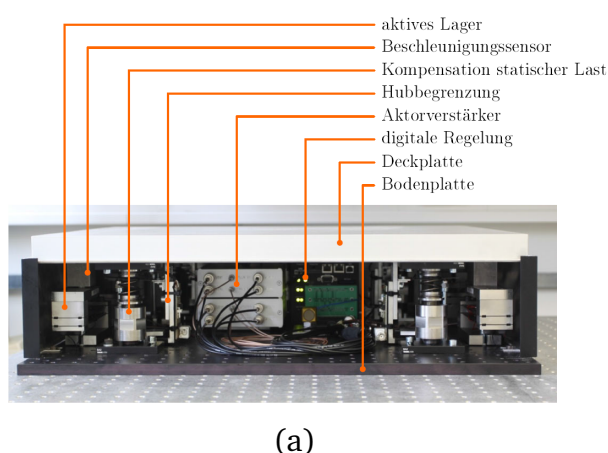
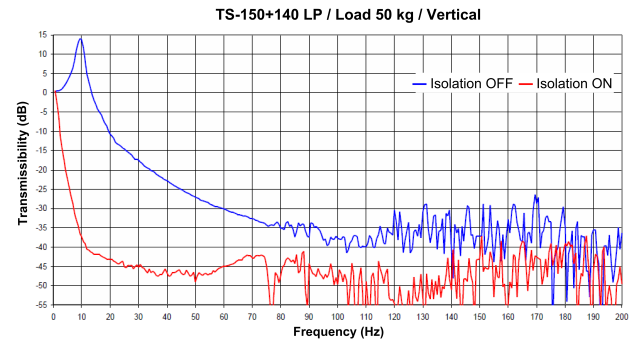


Abbildung 2.18: a) Am Fraunhofer-Institut LBF entwickelte aktive Isolationsplattform mit piezoelektrischen Bimorphaktoren. Abmessungen der Isolationsplattform (L x B x H): $600 \times 500 \times 33 \text{ mm}^3$. b) Übertragungsfunktion der aktiven Schwingungsisolations. Masse des isolierten Gerätes 34 kg . Die Amplitude eines Störsignales beträgt $100 \mu\text{m/s}$ [34].

Ein weiterer Anbieter der aktiven Dämpfungssysteme ist Fa. JRS Scientific Instruments [67]. In Abb. 2.19a ist die kleinste aktive Isolierungsplattform dargestellt, mit der Störungen im Frequenzbereich von $0,7 - 1000 \text{ Hz}$ kompensiert werden. Dafür werden piezoelektrische Aktoren eingesetzt und die Störungen werden auch in diesem Fall mit einem Beschleunigungssensor erfasst. In Abb. 2.19b ist die Übertragungsfunktion der aktiven Schwingungsisolations in vertikale Richtung dargestellt. Im unteren Frequenzbereich bis 20 Hz kann die aktive Isolierungsplattform maximal störende Schwingungen mit Amplituden bis $20 \mu\text{m}$ kompensieren. Mit steigender Frequenz nimmt die kompensierbare Amplitude der Störung ab.



(a)



(b)

Abbildung 2.19: a) Aktive Isolationsplattform TS-150LP von Fa. JRS Scientific Instruments. Abmessungen ($l \times b \times h$): $400 \times 450 \times 78,5 \text{ mm}^3$, Eigengewicht 17,5 kg. b) Übertragungsfunktion der aktiven Schwingungsisolations, Masse des isolierten Gerätes 50 kg [67].

Aktive Schwingungskompensation kommt auch in Spiegelreflexkameras zum Einsatz. Z.B. in PENTAX Spiegelreflexkameras von Fa. Ricoh wird der Bildsensor von vertikalen, horizontalen Schwingungen und von den Rotationen um die Bildachse aktiv geschützt. Dafür werden elektromagnetische Aktoren und ein Drehratensensor verwendet (Abb. 2.20). Dadurch verbessert sich die Schärfe der Bildaufnahmen insbesondere während der Nachtaufnahmen mit langen Verschlusszeiten oder beim Fotografieren der Objekte von einer großen Entfernung.



Abbildung 2.20: a) Aktive Schwingungskompensation in PENTAX Spiegelreflexkamera von Fa. Ricoh [68].

2.4 Zusammenfassung

Die Literaturrecherche zeigt, dass die vorhandenen aktiven Isolationssysteme sehr komplexe feinmechanische Konstruktionen aufweisen. In einem Lagerelement wird der Aktor entweder seriell oder parallel mit den Federn und Dämpfern zusammengeschaltet. Zusätzlich werden Sensoren für die Detektion der Störungen in die Lagerung integriert. Folglich

steigen die Kosten für die aktiven Systeme und die Akzeptanz der Industrie sinkt. Damit die aktiven Systeme für die Schwingungsunterdrückung höhere Verbreitung in der Praxis finden, soll die Komplexität und die Kosten der Systeme gesenkt werden.

Dielektrische Elastomerwandler (DEW) können als Alternative zu gängigen Wandlerarten dienen. Das Basismaterial der Aktoren ist entweder weiches Elastomer oder Polyurethan. Die beiden Stoffe sind leicht verfügbar und haben eine Dichte von ca. 1 kg/mm^3 . Dadurch werden kostengünstige Aktoren mit hohem massebezogenem Aktordruck hergestellt, die insbesondere in Bereichen, wo große Hübe und kleine Kräfte erforderlich sind, eingesetzt werden können. Weiterhin vereinen dielektrische Elastomeraktoren (DEA) passive und aktive Eigenschaften einer Lagerung. In unteren Frequenzbereichen generieren DEA große Hübe aufgrund der elektrostatischen Kraft und kompensieren aktiv die störenden Vibrationen. In höheren Frequenzbereichen oberhalb der Resonanzfrequenz wird die störende Vibrationsenergie im Elastomer passiv dissipiert. Dadurch werden keine zusätzlichen Feder-Dämpfer-Elemente benötigt.

Zusätzlich können in DEW sensorische Eigenschaften integriert werden, infolgedessen werden externe Sensoren eingespart. Zurzeit vorhandene Aktor-Sensor-Elemente benutzen das kapazitive Prinzip und werden nur für die statische Positionierung des Aktors eingesetzt. Für die Erfassung der Schwingungen mit DEW sind aktuell keine Forschungsarbeiten bekannt.

3 Grundlagen von dielektrischen Elastomeraktoren

Dielektrische Elastomerwandler (DEW) gehören zu der Gruppe der elektroaktiven Polymere (Abb. 3.1). Die Funktionsweise des Wandlers basiert auf dem elektrostatischen Prinzip. Der Wandler besteht aus zwei Elektroden, und als Dielektrikum wird ein weiches Elastomer eingesetzt.

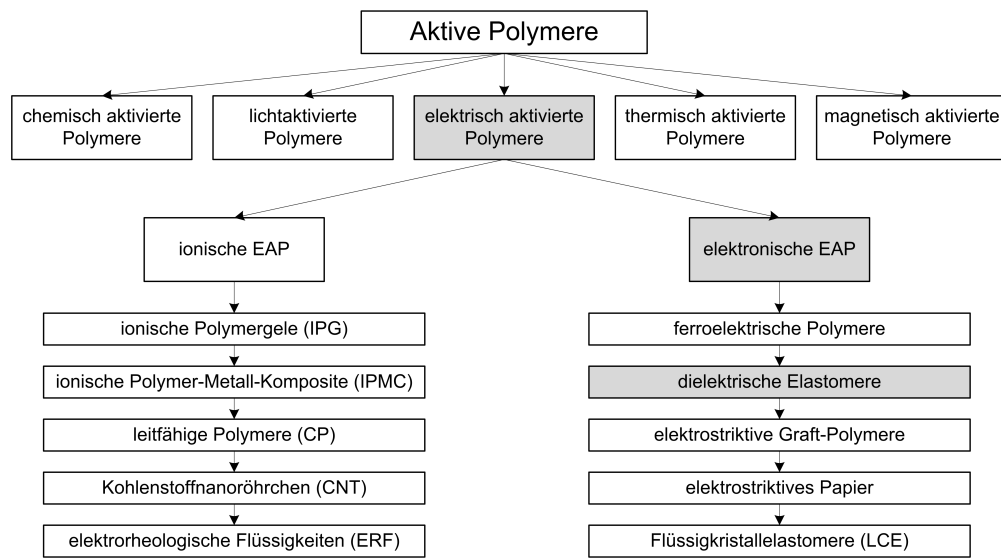


Abbildung 3.1: Klassifizierung der aktiven Polymere [69].

Erste Experimente mit dielektrischen Elastomeren führte Röntgen in 1880 durch [70]. Er untersuchte die Dehnung eines natürlichen Kautschuks unter Einfluss eines hohen elektrostatischen Feldes. Danach waren dielektrische Elastomere für längere Zeit in Vergessenheit geraten. Erst seit den letzten zwei Jahrzehnten intensivierte sich die Forschung auf dem Gebiet der elektroaktiven Polymere [137, 71, 72, 73]. Insbesondere dielektrische Elastomerwandler erlangten große Popularität. Sie haben ein breites Anwendungsspektrum und können als Aktoren, die auf direktem Weg elektrische Energie in translatorische Bewegung umwandeln, Sensoren oder als Generatoren für die Energiegewinnung eingesetzt werden. In dieser Arbeit liegt der Schwerpunkt auf den Aktor- und Sensoranwendungen der DEW. Hauptvorteile dielektrischer Elastomeraktoren (DEA) sind große Stellwege bezogen auf die Eigengröße mit gleichzeitig hoher Dynamik. DEA haben ähnliche Eigenschaften wie ein menschlicher Muskel, dadurch haben sie großes Potenzial in bionischen Anwendungen.

3.1 Funktionsprinzip

Ein dielektrischer Elastomeraktor (DEA) ist wie ein nachgiebiger Kondensator aufgebaut (Abb. 3.2). Er besteht aus zwei elastischen Elektroden. Im Vergleich zum elektrostatischen

Aktor befindet sich zwischen den Elektroden ein weiches Elastomer, welches als Dielektrikum und als Rückstellfeder dient. Eine angelegte elektrische Spannung U bewirkt die Ausbildung des elektrostatischen Druckes p_{el} auf die Elektroden, wodurch sich der Aktor zusammenzieht und sich aufgrund der Volumenkonstanz des Elastomers gleichzeitig lateral ausdehnt (Abb. 3.2). Nach Abschalten der elektrischen Spannung nimmt der Aktor seine Anfangsform wieder an.

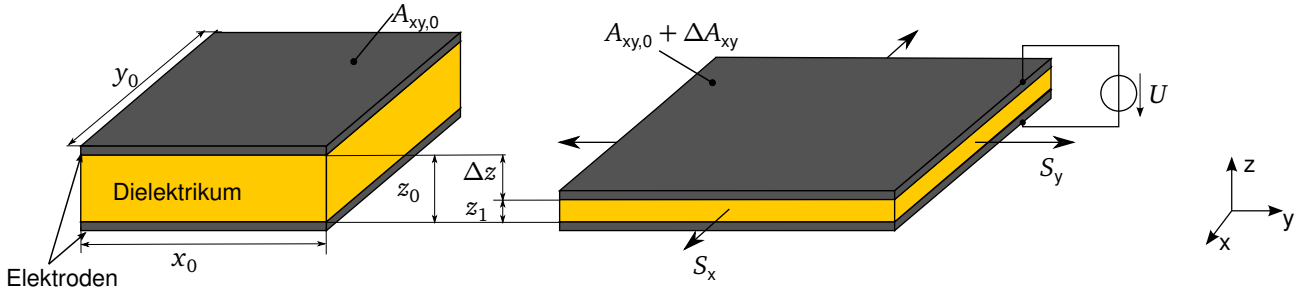


Abbildung 3.2: Funktionsprinzip eines dielektrischen Elastomeraktors (DEA)

Eine durch das elektrische Feld E verursachte elektrostatische Kraft F_{el} im DEA kann aus einem idealen Energiegleichgewicht zwischen der im Kondensator gespeicherten Energie W_{kond} , der mechanisch verrichteten Arbeit W_{mech} des Aktors und der von der elektrischen Quelle abgegebenen Energie W_{quelle} hergeleitet werden. Das Energiegleichgewicht beträgt

$$dW_{mech} = dW_{quelle} - dW_{kond}. \quad (3.1)$$

Die Energieänderung W_{kond} im Kondensator ist definiert als

$$dW_{kond} = \frac{1}{2} U^2 dC, \quad (3.2)$$

mit der Kapazität C des DEA und der anliegenden elektrischen Spannung U . Die von der Spannungsquelle abgegebene Energie ist dargestellt als

$$dW_{quelle} = U i(t) dt = U dQ = U^2 dC, \quad (3.3)$$

mit dem elektrischen Strom $i(t)$ und der Ladung Q . Die durch die elektrostatische Kraft F_{el} verrichtete mechanische Arbeit dW_{mech} beträgt

$$dW_{mech} = F_{el} dz. \quad (3.4)$$

Die ermittelten Energien werden in Gl. 3.1 eingesetzt, welche dann nach der elektrostatischen Kraft F_{el} umgestellt wird

$$F_{el} = \frac{1}{2} U^2 \frac{dC}{dz}. \quad (3.5)$$

Aus der hergeleiteten Gleichung ist ersichtlich, dass nur die Hälfte der zugeführten elektrischen Energie in mechanische Arbeit umgewandelt wird. Die andere Hälfte bleibt im Kondensator gespeichert. Die Gleichung für die Kapazität C eines DEA beträgt

$$C = \varepsilon_r \varepsilon_0 \frac{A_{xy,1}}{z_1} = \varepsilon_r \varepsilon_0 \frac{A_{xy,0} + \Delta A_{xy}}{z_0 - \Delta z}, \quad (3.6)$$

mit der Permittivitätszahl ε_r des Dielektrikums, der elektrischen Feldkonstante ε_0 , der veränderlichen Fläche $A_{xy,1}$ des Dielektrikums und der veränderlichen Dicke z_1 des Dielektrikums. Hinsichtlich der Stauchung des Dielektrikums ist die Dickenänderung Δz definiert als

$$\Delta z = z_0 - z_1, \quad (3.7)$$

und die Flächenänderung ΔA_{xy} als

$$\Delta A_{xy} = A_{xy,1} - A_{xy,0}. \quad (3.8)$$

Da das verwendete Elastomer inkompressibel ist, bleibt das Volumen V des Dielektrikums konstant

$$V = x_0 y_0 z_0 = (x_0 + \Delta x)(y_0 + \Delta y)(z_0 - \Delta z) = x_0 y_0 z_0 \left(1 + \frac{x_1 - x_0}{x_0}\right) \left(1 + \frac{y_1 - y_0}{y_0}\right) \left(1 - \frac{z_0 - z_1}{z_0}\right), \quad (3.9)$$

$$(1 + S_x)(1 + S_y)(1 - S_z) = 1, \quad (3.10)$$

mit der Dehnung S_x in x-Richtung, der Dehnung S_y in y-Richtung und der Dehnung S_z in z-Richtung. Bezogen auf die veränderliche Fläche A_{xy} beträgt das Volumen

$$V = A_{xy,0} z_0 = A_{xy,1} z_1 = (A_{xy,0} + \Delta A_{xy})(z_0 - \Delta z). \quad (3.11)$$

Folglich kann die Kapazität nur in Abhängigkeit von der Dickenänderung Δz

$$C(\Delta z) = \varepsilon_r \varepsilon_0 \frac{V}{(z_0 - \Delta z)^2}. \quad (3.12)$$

definiert werden. Daraus resultierend beträgt die auf das Dielektrikum wirkende elektrostatische Kraft

$$F_{el}(\Delta z) = \frac{1}{2} U^2 \frac{d}{dz} \left[\varepsilon_r \varepsilon_0 \frac{V}{(z_0 - \Delta z)^2} \right] = \varepsilon_r \varepsilon_0 U^2 \frac{V}{(z_0 - \Delta z)^3}. \quad (3.13)$$

Die vertikale Blockierkraft $F_{el, \text{Block}}$ des Aktors ist definiert als

$$F_{el, \text{Block}} = \varepsilon_r \varepsilon_0 A_{xy,0} \frac{U^2}{z_0^2}. \quad (3.14)$$

Aufgrund des elektrostatischen Wirkprinzips beeinflusst die Polarität der elektrischen Spannung die Richtung der elektrostatischen Kraft nicht, was auch aus der Gl. 3.13 ersichtlich ist. Die von der Stauchung abhängige Aktorkraft F_a setzt sich aus der Differenz

zwischen der elektrostatischen Kraft F_{el} und der Federkraft F_{Feder} des Dielektrikums zusammen

$$F_a = F_{\text{el}} - F_{\text{Feder}}. \quad (3.15)$$

Das Dielektrikum wird zusammengepresst, solange die elektrostatische Kraft F_{el} größer als die Federkraft F_{Feder} ist. Die vertikale Auslenkung eines einschichtigen DEA in z -Richtung wird aus dem Gleichgewicht zwischen den beiden Kräften bestimmt [133]

$$k_d(\Delta z)\Delta z = \varepsilon_r \varepsilon_0 U^2 \frac{V}{(z_0 - \Delta z)^3}, \quad (3.16)$$

wobei k_d die Federsteifigkeit des Dielektrikums ist, welche von dem Elastizitätsmodul $Y(\Delta z)$ und der Form des Dielektrikums abhängt

$$k_d(\Delta z) = Y(\Delta z) \frac{A_{xy}}{z_0 - \Delta z} = Y(\Delta z) \frac{V}{(z_0 - \Delta z)^2}. \quad (3.17)$$

Nach dem Einsetzen der Gl. 3.17 in Gl. 3.16 wird die vertikale Auslenkung von DEA durch

$$\Delta z = \frac{z_0}{2} - \sqrt{\left(\frac{z_0}{2}\right)^2 - \varepsilon_r \varepsilon_0 \frac{U^2}{Y(\Delta z)}} \quad (3.18)$$

berechnet. Die für das Dielektrikum verwendeten weichen Elastomere weisen ein hyperelastisches Verhalten auf [74]. Das bedeutet, dass das Elastizitätsmodul des Elastomers von der Verformung Δz abhängt. Andererseits zeigen die experimentellen Arbeiten, dass bei Verformungen unter 30 % die Annahme eines konstanten Elastizitätsmoduls für das Dielektrikum zulässig ist [75]. Da in dieser Arbeit Multilayeraktoren eingesetzt werden, deren Verformung im aktivierten Zustand unter 30 % liegt, werden die hyperelastischen Modelle der Elastomere nicht behandelt. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden die theoretischen Berechnungen mit dem konstanten Elastizitätsmodul durchgeführt.

Genau so wie bei den piezoelektrischen Aktoren kann der Quereffekt (Dehnung senkrecht zum elektrischen Feld) auch in DEA ausgenutzt werden, welcher auf der Volumeninkompressibilität des Dielektrikums basiert. Die laterale Dehnung in x -Richtung wird aus Gl. 3.9 abgeleitet

$$S_x = \frac{\Delta x}{x_0} = \frac{1}{(1 - S_z)(1 + S_y)} - 1. \quad (3.19)$$

Für einen runden Aktor mit der Fläche $A_{xy} = \pi r_a^2$ gilt für das Volumen

$$V = A_{xy} z_0 = \pi (r_a + \Delta r)^2 (z_0 - \Delta z) = \pi r_a^2 z_0 \left(1 + \frac{\Delta r}{r_a}\right)^2 \left(1 - \frac{\Delta z}{z_0}\right). \quad (3.20)$$

Folglich beträgt die radiale Dehnung S_r eines runden DEA

$$S_r = \frac{\Delta r}{r_a} = \sqrt{\frac{1}{1 - S_z}} - 1. \quad (3.21)$$

Weiter besteht die Möglichkeit DEW mit starren Elektroden aufzubauen. Im Vergleich zum DEW mit flexiblen Elektroden bleibt die Fläche $A_{xy,0}$ der starren Elektroden während der durch einen elektrostatischen Druck verursachten Verformung konstant. Unter der theoretischen Annahme, dass das Dielektrikum sich reibungsfrei planar ausdehnt und der Einfluss des außerhalb der Elektroden liegenden Dielektrikums vernachlässigt wird, wird die elektrostatische Kraft F_{el} des DEW mit starren Elektroden aus der Gl. 3.5 unter der Annahme, dass die Fläche $A_{xy,0}$ konstant bleibt, berechnet

$$F_{el}(\Delta z) = \frac{1}{2} U^2 \frac{d}{dz} \left[\epsilon_r \epsilon_0 \frac{A_{xy,0}}{(z_0 - \Delta z)} \right] = \frac{1}{2} \epsilon_r \epsilon_0 U^2 \frac{A_{xy,0}}{(z_0 - \Delta z)^2}. \quad (3.22)$$

Die theoretisch generierte elektrostatische Kraft ist um den Faktor 2 kleiner, verglichen mit der elektrostatischen Kraft des DEA mit flexiblen Elektroden. In Abb. 3.3 sind die Verläufe des elektrostatischen Druckes und der Stauchung von einschichtigen Aktoren mit den unterschiedlichen Elektroden unter der Berücksichtigung der Änderung der Dicke Δz des Dielektrikums dargestellt. Die Stauchung und der elektrostatische Druck des DEA mit den flexiblen Elektroden sind um Faktor 2 größer als die von DEA mit starren Elektroden.

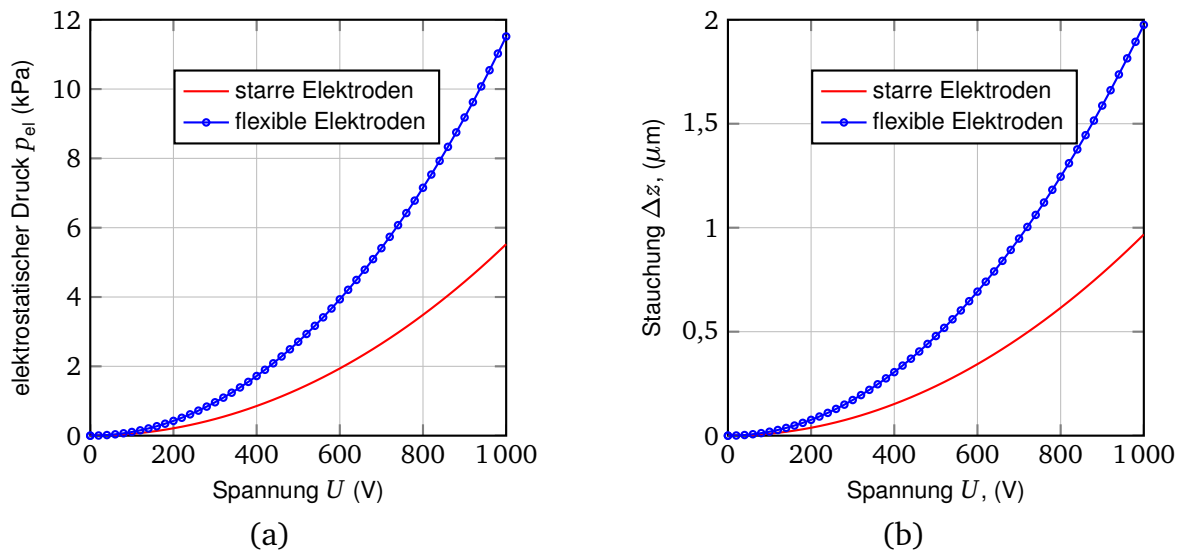


Abbildung 3.3: Vergleich DEA mit starren und flexiblen Elektroden, Schichtdicke des Dielektrikums $z_0=50 \mu m$, Elastizitätsmodul $Y=280 \text{ kPa}$, Permeabilitätskonstante $\epsilon_r=3$. a) Elektrostatischer Druck in Abhängigkeit von der elektrischen Spannung, b) Stauchung Δz in Abhängigkeit von der elektrischen Spannung.

Die vorgestellten mathematischen Gleichungen beschreiben sehr idealisiert das statische Aktorverhalten. In der Realität wird das mechanische Verhalten des DEA durch äußere Einflüsse stark beeinflusst. Ein passiver äußerer Rand beschränkt die laterale Ausdehnung und die Reibung zwischen dem Aktor und der Halterung minimiert die erzeugte Kraft und die Auslenkung. Bei einem dynamischen Betrieb führt die innere Dämpfung von dem verwendeten Elastomer zu thermischen Verlusten im Aktor. Außerdem treten auch elektri-

sche Verluste W_{el} in Elektroden auf. Eine ausführlichere Energiebilanz wird mit folgender Gleichung beschrieben:

$$dW_{mech} = dW_{quelle} - dW_{kond} - dW_{reib} - dW_{damp} - dW_{el} \quad (3.23)$$

mit der Dämpfungsverlustarbeit dW_{damp} und der Reibungsverlustarbeit dW_{reib} .

3.2 Mehrschichtige dielektrische Elastomeraktoren

Aus den vorgestellten theoretischen Gleichungen ist erkennbar, dass das Verhalten von DEA sowohl von elektrischen und mechanischen Materialeigenschaften des Dielektrikums und der Elektroden abhängt als auch von den Herstellungsparametern. Für das Dielektrikum sind eine hohe Permeabilitätskonstante ϵ_r und eine hohe Durchbruchfeldstärke E_m entscheidend. Des Weiteren ruft das niedrige Elastizitätsmodul Y eine größere Verformung des Aktors hervor, aber gleichzeitig sinkt die erzeugte Blockierkraft. Elektroden benötigen einen möglichst niedrigen elektrischen Widerstand und dürfen gleichzeitig die mechanische Verformung des Dielektrikums nicht behindern.

Obwohl die Grundmaterialien des DEA weit verbreitet und günstig sind, ist die Herstellung der Aktoren hochgradig komplex. Die Herausforderungen für die Produktion sind: Herstellung dünner fehlerloser Dielektrikumschichten mit $z_0 < 50 \mu m$ und noch dünneren Elektroden $< 5 \mu m$ mit einem dehnungsunabhängigen Widerstand und abschließender Kontaktierung weicher Schichten. Die einschichtigen DEA sind selten für die praktischen Anwendungen geeignet, da Kräfte und Stellwege bei elektrischer Ansteuerspannung um ca. 1 kV klein sind. Aus diesem Grund werden entweder gestapelte oder gerollte Aktoren hergestellt, dadurch wird die Produktion noch aufwendiger. In den nachfolgenden Abschnitten werden die wichtigsten Entwicklungen vorgestellt.

3.2.1 Gerollter dielektrischer Elastomeraktor

Fa. Danfoss PolyPower hat als erstes Unternehmen dielektrische Elastomeraktoren industriell hergestellt (Abb. 3.4). Die Aktoren besitzen eine gerollte Aktorform, bei der die Dehnung des Dielektrikums senkrecht zum elektrostatischen Feld ausgenutzt wird [76]. Die Dielektrikumsschicht wird aus einem Silikon Elastosil RT625 (Wacker Chemie) hergestellt. Auf das Dielektrikum sind Metallelektroden aufgedampft, die eine gewellte Form vorweisen (Abb. 3.4a). Dadurch wird die Dehnung entlang der Wellen (y-Richtung) verhindert. Die laterale Dehnung S_x des gerollten Aktors wird aus der Gl. 3.19 hergeleitet und beträgt

$$S_x = \frac{\Delta x}{x_0} = \frac{1}{(1 - S_z)} - 1. \quad (3.24)$$

Der Stellweg des gerollten Aktors ist von der Länge x_0 der Rolle abhängig und die Stellkraft steigt mit der Anzahl der Wicklungen an. Die von Fa. Danfoss PolyPower entwickelten Wandler werden als aktive Lager [77] oder als Wegsensoren [61] verwendet.

Des Weiteren können die gerollten Aktoren auch aus Polyurethan für das Dielektrikum und Graphitpulver hergestellt werden [78], die auch für die aktive Schwingungsunterdrückung eingesetzt werden [42, 12]. Bei diesem Design gibt es keine Vorzugsrichtung für die Dehnung, deswegen ist der theoretische Stellweg des gerollten DEA mit gewellten Elektroden größer als des mit Graphitelektroden hergestellten Aktors (Gl. 3.19).

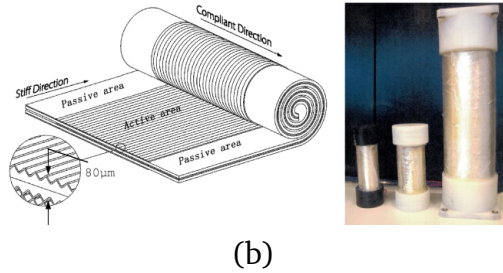
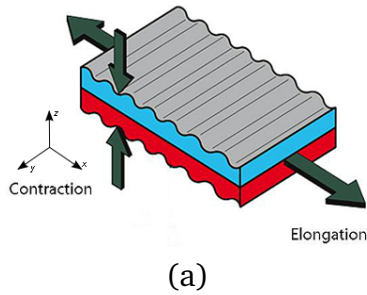


Abbildung 3.4: Gerollter DEA von Fa. Danfoss PolyPower [76, 40]. a) Struktur der gewellten Metallelektroden, b) Gerollter DEA.

3.2.2 Dielektrischer Elastomerstapelaktor (DESA)

Ein anderes Konzept für die Vergrößerung des Stellwegs der DEA unter einer begrenzten elektrischen Ansteuerspannung ist die Stapelbauweise (Abb. 3.5). Einzelne Dielektrikumschichten werden aufeinander aufgetragen und abwechselnd mit positiven und negativen Elektroden kontaktiert. Dadurch beträgt der theoretische Stellweg z_a eines idealen Aktors das n -fache der Stauchung einer einzelnen Dielektrikumsschicht

$$z_a = n\Delta z. \quad (3.25)$$

Außerdem kann durch die Vergrößerung der aktiven Fläche des Aktors direkt die Erhöhung der Aktorkraft erreicht werden (Gl. 3.14).

Es gibt zwei Arten von Stapelaktoren, die sich hauptsächlich in der Beschaffenheit der Elektroden unterscheiden. Die Elektroden können entweder aus einem nachgiebigen Material wie z.B. Graphitpulver oder aus steifen, gut leitfähigen Metallfolien hergestellt werden.

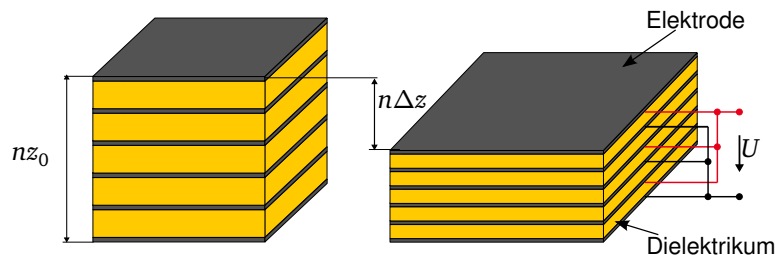


Abbildung 3.5: Funktionsprinzip eines dielektrischen Elastomerstapelaktors (DESA) mit nachgiebigen Elektroden.

Dielektrischer Elastomerstapelaktor mit steifen perforierten Elektroden

Am Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit (LBF) werden DESA mit $25 \mu\text{m}$ dicken, fein gelochten Nickelelektroden entwickelt, die mittels Galvanotechnik hergestellt werden [43, 38, 44]. Für das Dielektrikum wird ein Film aus Naturkautschuk mit $110 \mu\text{m}$ Dicke verwendet. Der Durchmesser einzelner Löcher beträgt ca. $90 \mu\text{m}$. Die Aktoren mit steifen Elektroden werden manuell hergestellt und die Aktorschichten werden durch eine externe mechanische Vorrichtung zusammengehalten (Abb. 3.6). Bei der Aktivierung des DESA

wird das Dielektrikum gestaucht und anstatt sich lateral auszudehnen, füllt es die Löcher in den Elektroden. Dadurch wird die Bewegung des DESA nicht durch eine starre Befestigung zur Umgebung beeinflusst. Die Elektroden lassen sich nur bedingt strukturieren. DESA mit dieser Bauweise werden als Inertialmassenerreger und adaptive Tilger eingesetzt (Abb. 2.9b).

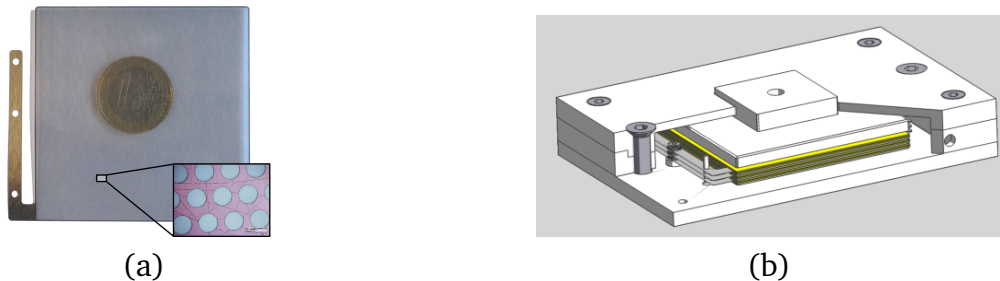


Abbildung 3.6: DESA mit den steifen perforierten Elektroden, entwickelt am Fraunhofer-Institut LBF [43]. a) Struktur einer perforierten Nickelelektrode, b) CAD Zeichnung des Aktors. Abmessungen nur des Aktors: $b \times l$, 60 mm x 60 mm, 44 aktive Schichten. Maximale Dehnung 5 % bei 1500 V.

Dielektrischer Elastomerstapelaktors mit nachgiebigen Elektroden

Eine andere Alternative sind die Stapelaktoren mit nachgiebigen Elektroden. Bei der Aktivierung des DESA dehnen sich die Elektroden mit dem Dielektrikum lateral aus (Abb. 3.7). Die Elektroden werden meistens aus Graphitpulver hergestellt, welches entweder durch eine Maske gesprüht oder mit einem weichen Stempel auf das Dielektrikum aufgebracht wird.



Abbildung 3.7: Stapelaktoren mit nachgiebigen Graphitelektroden. a) In der Eidgenössischen Materialprüfungs- und Forschungsanstalt (EMPA), Schweiz hergestellte Stapelaktoren mit gestempelten Graphitelektroden [79]. b) Am Institut EMK hergestellter DESA mit gesprühten Graphitelektroden [80]

Am Institut für Elektromechanische Konstruktionen (EMK) wurde ein vollautomatisierter Spin-Coating Prozess für die Herstellung der Stapelaktoren entwickelt [81, 80, 69, 82]. Das Dielektrikum wird aus dem flüssigem zweikomponentigen Elastomer Elastosil P7670

von Fa. Wacker Chemie hergestellt. Für die nachgiebigen Elektroden wird ein plättchenförmiges Graphitpulver MP2 von NGS Naturgraphit GmbH verwendet. Das Graphitpulver wird auf das Dielektrikum durch eine metallische Schattenmaske aufgesprüht. Dadurch wird eine beliebige Formgestaltung des Aktors ermöglicht.

In der Eidgenössischen Materialprüfungs- und Forschungsanstalt (EMPA), Schweiz ist ein Prozess für die Herstellung der Stapelaktoren mit nachgiebigen Elektroden aus ausgehärteten Elastomerfolien entwickelt worden [79]. Dafür werden aus den Elastomerfolien Kreise gestanzt und die Graphitelektroden mit weichem Stempel aufgetragen (Abb. 3.7a). Des Weiteren wird an einem Fertigungsprozess geforscht, in dem durch das Rakeln des flüssigen Elastomers mehrschichtige dielektrische Elastomerwandler (DEW) hergestellt werden [83].

Die vertikale Stauchung als auch die planare Dehnung des DESA mit nachgiebigen Elektroden können für die Aktuierung des Systems ausgenutzt werden. Eine weitere besondere Eigenschaft der DESA mit dünnen aus dem Graphitpulver hergestellter Elektroden ist die Selbstheilungsfähigkeit. Ein Kurzschluss in einer Aktorschicht führt nur zur lokalen Verbrennung der Elektrode und des Dielektrikums, dabei behält der Aktor seine Funktionsfähigkeit. Diese besonderen Eigenschaften eröffnen Wege für neue Anwendungsfelder wie die peristaltische Pumpe [69], Gasventil [84], haptische Anwendungen [81] und generatorische Anwendungen [85]. In dieser Arbeit werden die am Institut für Elektromechanische Konstruktionen hergestellten DESA mit nachgiebigen Elektroden für die aktive Schwingungsisolierung untersucht.



4 Entwurf einer aktiven Lagerung basierend auf DESA

In diesem Kapitel wird der Entwurf einer aktiven Lagerung auf Basis von dielektrischen Elastomerstapelaktoren (DESA) für eine uniaxiale vertikale Schwingungsisolierung vorgestellt. Im Vergleich zu den im Kapitel *Stand der Technik* vorgestellten Systemen soll die in dieser Arbeit entwickelte aktive Lagerung ohne zusätzliche Feder- und Dämpfer-Elemente auskommen und möglichst kompakt und kostengünstig aufgebaut sein.

4.1 Anforderungen

Basierend auf der Literaturrecherche aus Kapitel 2 und eigenen experimentellen Voruntersuchungen werden die allgemeinen Anforderungen an die Lagerung erarbeitet. Dabei ist es sinnvoll zwischen Anforderungen an das gesamte System „aktive Lagerung“ und den Aktor zu unterscheiden. Die Anforderungen an die aktive Lagerung ergeben sich hauptsächlich aus den Kriterien für die passive Schwingungsisolierung.

Anforderungen an die Lagerung:

- hohe statische Steifigkeit,
- niedrige dynamische Steifigkeit,
- niedrige Resonanzüberhöhung,
- niedrige Höhe der Lagerung,
- keine zusätzlichen Feder-Dämpfer-Elemente.

Eine Lagerung soll eine möglichst hohe statische Steifigkeit aufweisen, um das sensible Gerät zu tragen. Gleichzeitig ist es wünschenswert, dass die dynamische Steifigkeit der Lagerung klein ist. Dadurch verringert sich die Resonanzfrequenz und die passive Schwingungsisolierung wird verbessert (Kap. 1.1). Zusätzlich soll die Lagerung eine möglichst niedrigere Resonanzüberhöhung aufweisen. Des Weiteren soll die Lagerung möglichst kompakt und einfach aufgebaut sein.

Die Aufgabe des Aktors ist die Einleitung zusätzlicher Energie in die Lagerung für die Kompensation der Schwingung. Folglich soll der Aktor einen ausreichenden Hub im unteren Frequenzspektrum erzeugen, um die Vibrationen zu kompensieren. Des Weiteren ist es wünschenswert, dass der Aktor ein lineares Verhalten aufweist und einen möglichst weiten frequenzunabhängigen Bereich besitzt. Dadurch vereinfacht sich die Regelung des Aktors. Die Verluste im Aktor sollen minimal sein, um einen höheren Wirkungsgrad zu erreichen.

Anforderungen an den Aktor:

- hoher vertikaler Stellweg,
- lineares Verhalten im Arbeitsbereich
- weiter frequenzunabhängiger Bereich,
- niedrige interne Dämpfung,
- niedrige elektrische Verluste.

4.2 Entwurf aktiver Lagerung

In dieser Arbeit ist das Hauptelement der aktiven Lagerung ein am Institut für Elektromechanische Konstruktionen entwickelter und hergestellter dielektrischer Elastomerstapelaktor (DESA). In Tab. 4.1 sind die Aktorparameter dargestellt, die für die aktive Lagerung verwendet werden. Theoretisch beträgt die vertikale Stauchung des Stapelaktors $98,75 \mu\text{m}$, was der Dehnung S_z bezogen auf die Gesamtdicke des Aktors von ca. 4 % entspricht.

Tabelle 4.1: Kennwerte des am Institut EMK hergestellten DESA für die aktive Schwingungsisolierung.

Parameter	Werte
Dielektrikum	Elastosil P7670, Wacker Chemie
Elastizitätsmodul des Aktors Y	280 kPa
Permittivitätszahl ϵ_r des Dielektrikums	3
Durchbruchfeldstärke des Dielektrikums	ca. 30 V/ μm
Elektrode	Graphitpulver, NGS Naturgraphit GmbH
Anzahl der Schichten	50
Dicke der Dielektrikumsschicht z_0	ca. 50 μm
Dicke der Elektrode	ca. 5 μm
Gesamthöhe des Aktors h_a	ca. 2,5 mm
Radius der Elektrode r_a	20 mm
Durchmesser des Aktors D_a	50 mm
Theoretische Kapazität C	33,3 nF
Theoretische vertikale Blockierkraft $F_{\text{el, Block}}$, Ansteuerspannung 1000 V (Gl. 3.14)	15,07 N
Theoretische Stauchung des Aktors z_a , Ansteuerspannung 1000 V (Gl. 3.18, Gl. 3.25)	$z_a = 50 \cdot 1,975 \mu\text{m} = 98,75 \mu\text{m}$
Theoretische Änderung des Radius Δr_a , Ansteuerspannung 1000 V (Gl. 3.21)	0,407 mm

Eine direkte Verbindung des Aktors zu einer starren Halterung führt zu einem starken Anstieg der Federsteifigkeit des gesamten Lagerelements, weil die Federsteifigkeit proportional zur Fläche und umgekehrt proportional zur Dicke des Aktors ist (Gl. 3.17). Des Weiteren beeinflusst die starre Halterung die Verformung des DESA. In Abb. 4.1 wird grafisch eine ideale Stauchung und die Stauchung des DESA unter dem Einfluss der starren Befestigung dargestellt. Der Stellweg z_a des DESA mit nachgiebigen Elektroden wird deutlich reduziert, weil nah an der Befestigung anliegende Dielektrikumsschichten sich nicht lateral ausdehnen können. Eine Abhilfe schaffen passive Silikonschichten zwischen der starren Befestigung und dem Aktor (Abb. 4.1d), aber die Dicke der passiven Schichten muss deutlich größer als die Dicke des Aktors sein, um den Einfluss der starren Halterung

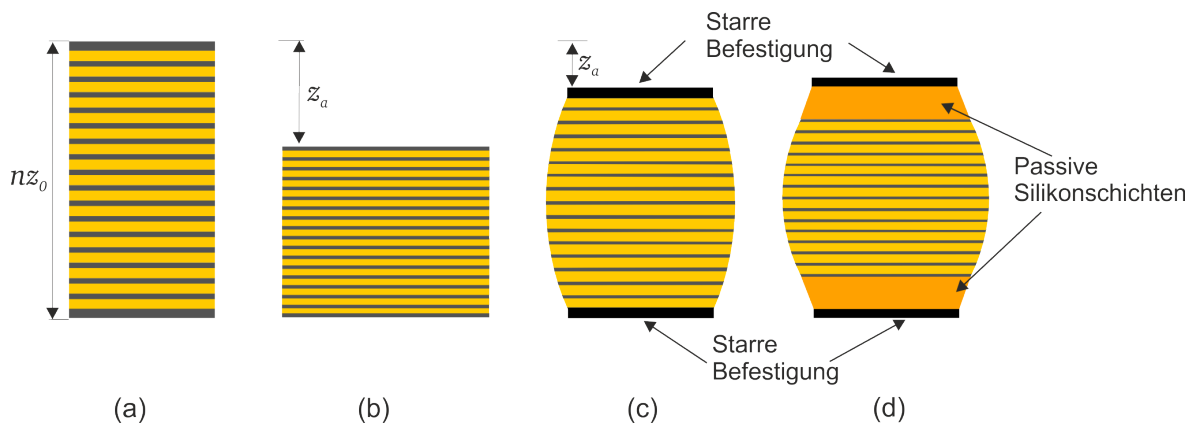


Abbildung 4.1: Einfluss der starren Befestigung zur Umgebung auf die Verformung des Aktors. a) DESA im nicht aktivierten Zustand, b) Ideale Verformung des DESA, c) Einfluss einer steifen Befestigung auf die Verformung des DESA beim Anlegen einer elektrischen Spannung, d) Verformung des DESA mit passiven Silikonschichten zwischen dem Aktor und der steifen Befestigung.

zu kompensieren [86]. Folglich muss bei dem Entwurf der Lagerung berücksichtigt werden, dass der DESA an möglichst wenigen Stellen in Verbindung mit starren Komponenten kommt.

Als Grundlage für den Entwurf eines neuen aktiven Lagerelements auf Basis von DESA dient der Aufbau einer Luftfeder (Abb. 2.2). Anstatt einer passiven Membran wird nun der DESA eingesetzt. In Abb. 4.2 ist ein innovatives Design des aktiven Lagerelements dargestellt. Der Aktor ist am passiven Rand an der runden steifen Halterung befestigt. Im Inneren der Lagerung wird Luft eingeschlossen. In der Aktormitte wird eine Scheibe aus passivem Silikon geklebt, an die dann ein sensibles Gerät mit der Masse m befestigt wird. Bei diesem Aufbau wird die radiale und die vertikale Stauchung des Aktors ausgenutzt und dadurch der Stellweg z_m erhöht.

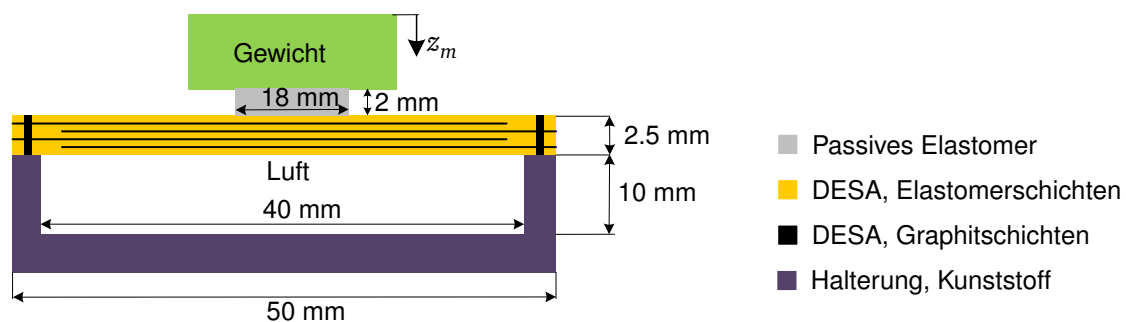


Abbildung 4.2: Design des aktiven Lagerelements basierend auf DESA, Querschnitteinsicht.

Das Funktionsprinzip der entworfenen Lagerung ist in Abb. 4.3 erläutert. Die entwickelte Form der Lagerung funktioniert nur unter der Einwirkung einer Gewichtskraft. Durch das Gewicht des zu isolierenden Gerätes wird der DESA vorgespannt. Wie in Kapitel 3 beschrieben wurde, hängt der Stellweg des DESA von dem Quadrat der elektrischen Spannung ab. Für die Erzeugung positiver und negativer Auslenkungen wird an den Aktor eine

konstante elektrische Spannung angelegt. Dadurch wird der Aktor in einen Arbeitspunkt gebracht (*Punkt 0*). Die Erhöhung der elektrischen Spannung bewirkt eine weitere radiale Dehnung S_r und vertikale Stauchung S_z des Aktors. Folglich bewegt sich die Masse aufgrund der Gewichtskraft F_G nach unten (*Punkt 2*). Mit der Reduzierung der elektrischen Spannung zieht sich der DESA zusammen und die Masse bewegt sich nach oben (*Punkt 1*).

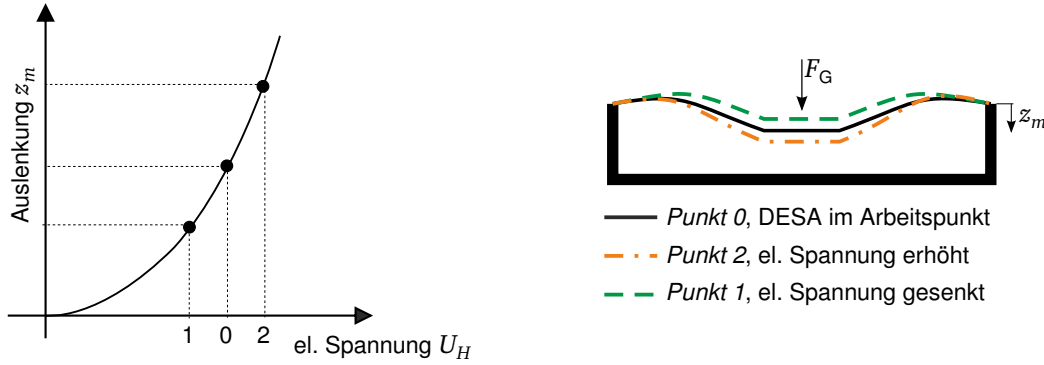


Abbildung 4.3: Funktionsprinzip eines aktiven Lagerelements basierend auf DESA.

4.3 Elektromechanisches Modell der aktiven Lagerung

Das Modell der aktiven Lagerung kann in vier Blöcke zerlegt werden. Der elektrische Teil beschreibt die Leitfähigkeit einzelner Elektroden und die Kapazität des Aktors. Im mechanischen Teil wird der Zusammenhang zwischen elektrostatischer Kraft F_a und vertikaler Auslenkung der Masse z_m dargestellt, der von den mechanischen Elastomereigenschaften und der Anbindung des DESA an die Halterung abhängig ist. Die beiden Teile werden über ein nichtlineares elektromechanisches Kopplungselement miteinander verbunden. Ein weiterer Teil des Modells ist die passive Isolierung der Lagerung, welche durch eine Übertragungsfunktion zwischen der störenden Vibration z_{st} und der Bewegung der Masse z_m beschrieben wird.

4.3.1 Elektrisches Modell

Ein Stapelaktor besteht aus mehreren parallel geschalteten Kondensatoren. Vereinfacht kann ein elektrisches Modell des Aktors als ein Tiefpass erster Ordnung abgebildet werden [69, 87, 88] (Abb. 4.4). Der serielle Widerstand R_s vereint den Kontaktwiderstand und Elektrodenwiderstand des Aktors. Der Parallelwiderstand R_p repräsentiert den elektrischen Widerstand des Dielektrikums. Die Übertragungsfunktion des elektrischen Modells beträgt

$$\frac{U_a(s)}{U_H(s)} = \frac{R_p}{R_s + R_p + sR_sR_pC}, \quad (4.1)$$

wobei U_H eine von außen an Aktorelektroden angelegte elektrische Spannung und U_a eine elektrische Spannung, die den elektrostatischen Druck verursacht, darstellen. Bei einer sta-

tischen Anregung sind die beiden Spannungen gleich, stattdessen bei einer dynamischen Anregung gilt Gl. 4.1.

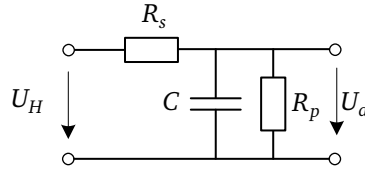


Abbildung 4.4: Elektrisches Modell des DESA

Beim hinreichend großen Parallelwiderstand mit $R_s \ll R_p$ kann die Übertragungsfunktion weiter vereinfacht werden

$$\frac{U_a(s)}{U_H(s)} = \frac{1}{1 + sR_sC + \frac{R_s}{R_p}} \approx \frac{1}{1 + sR_sC}. \quad (4.2)$$

Die Grenzfrequenz f_g des elektrischen Modells ist definiert als

$$f_g = \frac{1}{2\pi R_s C}. \quad (4.3)$$

Für die dynamische Anwendung ist es wichtig, dass die Grenzfrequenz des elektrischen Teils möglichst groß wird und außerhalb des Arbeitsbereichs liegt. Weiter sollen die elektrischen Verluste minimiert werden, die praktisch durch die Reduzierung des seriellen Widerstandes R_s erreicht werden.

Für die Ermittlung der elektrischen Parameter ist ein Messstand entwickelt worden [69]. An den Aktor wird eine elektrische Sinusspannung mit kleiner Amplitude ($\hat{U}=100\text{-}200\text{ V}$) angelegt, um eine Stauchung des Dielektrikums zu vermeiden, und bei den einzelnen Frequenzen die elektrische Spannung und der elektrische Strom gemessen. Ausgehend von dem Modell der gesamten elektrischen Impedanz

$$Z_{el}(s) = \frac{U_H(s)}{I_a(s)} = \frac{\frac{R_s}{R_p} + 1 + sR_sC}{\frac{1}{R_p} + sC} \approx \frac{1 + sR_sC}{sC} \quad (4.4)$$

werden die Parameter für die einzelnen Widerstände und die Kapazität in LABVIEW-Software gefittet.

4.3.2 Mechanisches Modell

Die mechanischen Eigenschaften der aktiven Lagerung hängen von der Membran, die in diesem Fall aus dem DESA besteht, und von dem Druck und Volumen der in der Halterung eingeschlossenen Luft ab. Eine analytische Beschreibung des Stellweges z_m der Masse in Abhängigkeit von der elektrostatischen Kraft F_a , der Störkraft F_{st} und der Gewichtskraft F_G ist sehr aufwendig. Die lineare Schalentheorie erster Ordnung ist für den untersuchten Fall

ungeeignet, weil sie nur kleine Auslenkungen beschreibt und keine Dickenänderung der Membran berücksichtigt. Für die Lösung des Problems muss eine Schalentheorie höherer Ordnung angewandt werden, die große Auslenkungen und nichtlineare Effekte einbezieht. In dieser Arbeit wird stattdessen ein Starrkörpermodell für den mechanischen Teil der Lagerung aufgestellt und die Parameter werden messtechnisch bestimmt. Außerdem wird alternativ zum analytischen Modell die Finite-Elemente-Methode (FEM) angewandt. Die rasant steigende Rechenleistung der Computer erlaubt eine elektromechanische FEM-Simulation der aktiven Lagerung, die zusätzlich die Optimierung der Lagerungsstruktur erlaubt. Entscheidend für die Verwendung der FEM-Simulation ist die Kenntnis der eingesetzten Materialeigenschaften. In diesem Abschnitt wird die Lagerung messtechnisch charakterisiert und die Materialparameter für die Herstellung der verwendeten Materialien bestimmt, die im nachfolgenden Kapitel für die FEM-Simulation des Gesamtsystems verwendet werden.

In Abb. 4.5 ist der Querschnitt der Lagerung mit einwirkenden Kräften dargestellt. Im quasistatischen Fall kann die Lagerung als eine Parallelschaltung der statischen Federsteifigkeit k_{Membran} des DESA und der Federsteifigkeit der Luft k_{Luft}

$$k_0 = k_{\text{Luft}} + k_{\text{Membran}} \quad (4.5)$$

dargestellt werden.

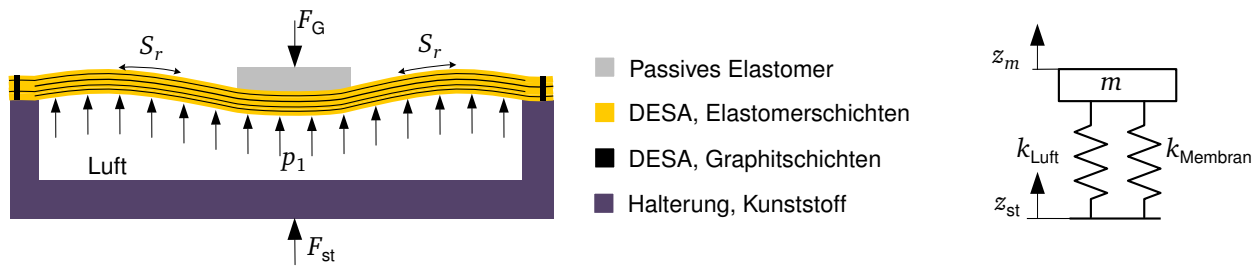


Abbildung 4.5: Skizze aktiver Lagerung und wirkende Kräfte.

Die Federsteifigkeit der Luft k_{Luft} wird aus der thermodynamischen Zustandsänderung der Luft hergeleitet [6]. Es kann angenommen werden, dass eine durch die Vibration verursachte Kompression der Luft isothermisch abläuft, da die zugeführten Kräfte klein sind. Nach dem Gesetz von Boyle-Mariotte bleibt das Produkt aus dem Druck p_0 und Volumen V_0 konstant und es gilt

$$p_1 V_1 = p_0 V_0 \quad (4.6)$$

mit dem Druck p_1 und dem Volumen V_1 zum Zeitpunkt 1. Der neu eingestellte Luftdruck p_1 in der Lagerung beträgt

$$p_1 = \frac{F}{A_{\text{Stempel}}} + p_{\text{atm}}, \quad (4.7)$$

mit der mechanischen Kraft F , die auf die Silikonscheibe in der Mitte des Aktors wirkt, und der Fläche A_{Stempel} der Silikonscheibe. Außerdem ist p_{atm} der atmosphärische Druck. Das neue Volumen V_1 der Luft in der Lagerung wird aus

$$V_1 = V_0 - A_{\text{Stempel}} z_m + V_w(z_m) \quad (4.8)$$

bestimmt, wobei $V_w(z_m)$ die Volumenzunahme durch die Wölbung der Membran am Rand entspricht. Die auf die Lagerung wirkende Kraft wird durch das Einsetzen der Gl. 4.6 in Gl. 4.7 berechnet

$$F = A_{\text{Stempel}} \left(\frac{p_0 V_0}{V_1} - p_{\text{atm}} \right) = A_{\text{Stempel}} \left(\frac{p_0 V_0}{V_0 - A_{\text{Stempel}} z_m + V_w(z_m)} - p_{\text{atm}} \right). \quad (4.9)$$

Daraus wird die nichtlineare Federkonstante der in der Lagerung eingeschlossenen Luft durch Differentiation bestimmt

$$k_{\text{Luft}} = \frac{dF}{dz_m} = p_0 \frac{A_{\text{Stempel}} V_0 (A_{\text{Stempel}} - \frac{dV_w(z_m)}{dz_m})}{(V_0 + V_w(z_m) - A_{\text{Stempel}} z_m)^2}. \quad (4.10)$$

Im unverformten Zustand beträgt die Federsteifigkeit k_{Luft} der Lagerung

$$k_{\text{Luft}} \approx \frac{p_0 A_{\text{Stempel}}^2}{V_0}. \quad (4.11)$$

Da sowohl die mathematische als auch messtechnische Bestimmung einzelner Federsteifigkeiten sehr aufwendig ist, wird in den nächsten Kapiteln nur die summierte Federsteifigkeit k_0 betrachtet.

Mechanische Starrkörpermodelle

Das Grundmaterial der DESA ist weiches Elastomer P7670 von Fa. Wacker Chemie, welches ausgeprägte viskoelastische Eigenschaften aufweist. Mathematisch wird das mechanische Verhalten mit Hilfe rheologischer Modelle beschrieben [89]. Elastische Anteile werden durch lineare Federelemente und die viskosen Anteile durch Dämpfungselemente abgebildet. Die grundlegenden rheologischen Modelle sind: Maxwell-Modell und Kelvin-Voigt-Modell. Zusätzlich können durch deren Kombination komplexe Stoffe abgebildet werden. Das Maxwell-Modell wird für die Relaxation des Materials nach sprunghafter Verformung X_0 eingesetzt (Abb. 4.6). Mit diesem Modell werden die viskosen Flüssigkeiten abgebildet.

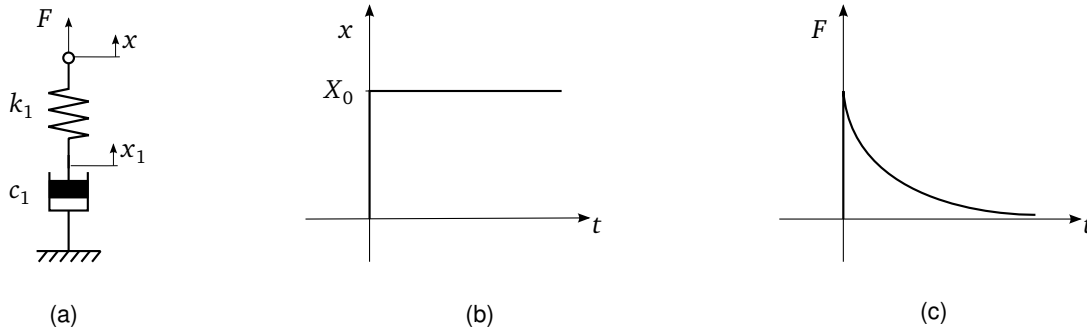


Abbildung 4.6: a) Maxwell-Modell bestehend aus der in Reihe geschalteten Feder- und Dämpferelemente, b) Sprunghafte Verformung des Maxwell-Elements, c) Exponentielle Kraftabnahme (Relaxation).

Der zeitliche Verlauf der auf die Flüssigkeit wirkenden Kraft $F(t)$ wird mit einer Exponentialfunktion beschrieben

$$F(t) = k_1 e^{-\frac{k_1}{c_1} t} X_0. \quad (4.12)$$

Die Bildfunktion des Maxwell-Modells wird aus den Differenzialgleichungen einzelner Elemente hergeleitet. Aus der Differenzialgleichung des Dämpfungselements wird durch Laplace-Transformation die entsprechende Bildfunktion für die Kraft bestimmt

$$F(t) = c_1 \dot{x}_1(t) \quad \circ \longrightarrow \bullet \quad F(s) = c_1 s x_1(s). \quad (4.13)$$

Aus den aktuell auf die Feder einwirkenden Auslenkungen x und x_1 ergibt sich die Bildfunktion der Federkraft

$$F(t) = k_1(x(t) - x_1(t)) \quad \circ \longrightarrow \bullet \quad F(s) = k_1(x(s) - x_1(s)). \quad (4.14)$$

Durch Einsetzen der Gl. 4.13 in die Gl. 4.14 wird eine allgemeine Übertragungsfunktion des Maxwell-Modells berechnet

$$\frac{F(s)}{x(s)} = \frac{k_1 c_1 s}{c_1 s + k_1}. \quad (4.15)$$

Die Relaxationsprozesse in festen Körpern werden durch ein Modell, welches aus einem parallelgeschalteten Federelement k_0 und dem Maxwell-Element nach Abb. 4.6 zusammengesetzt ist, abgebildet. Der zeitliche Verlauf der Kraft ergibt sich aus der Addition der Teilkräfte

$$F(t) = (k_0 + k_1 e^{-\frac{k_1}{c_1} t}) X_0. \quad (4.16)$$

Bei diesem Modell findet keine vollständige Relaxation der Spannung statt. Nach $t \rightarrow \infty$ liegt die gesamte Kraft an der Feder k_0 . Die Parameter des Modells können experimentell aus einem Relaxationsversuch bestimmt werden.

Für die Darstellung der Kriechvorgänge wird das Kelvin-Voigt-Modell verwendet, welches das Verhalten des Körpers nach dem sprunghaften Anstieg der Kraft F beschreibt

(Abb. 4.7). Der zeitliche Verlauf der Verformung $x(t)$ bei einer sprunghaften mechanischen Anregung F_0 wird durch

$$x(t) = \frac{1}{k_0} (1 - e^{-\frac{k_0}{c_0} t}) F_0 \quad (4.17)$$

beschrieben.

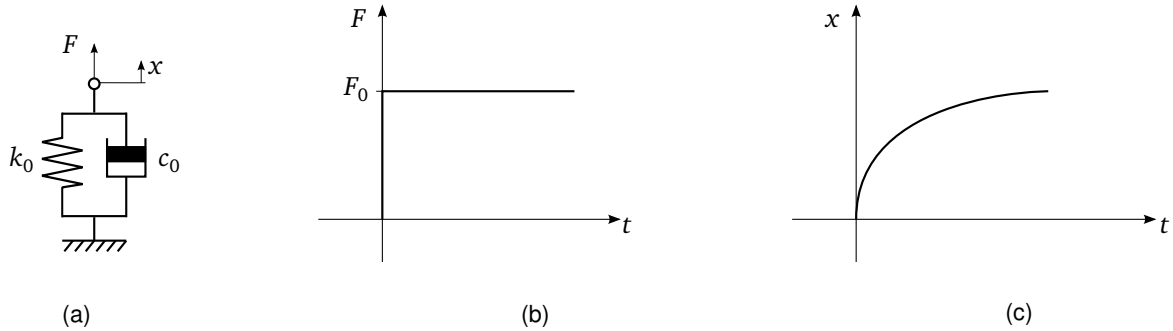


Abbildung 4.7: a) Kelvin-Voigt-Modell bestehend aus parallel geschalteten Feder- und Dämpferelementen, b) Sprunghafte Krafteinwirkung auf das Kelvin-Voigt-Element, c) Exponentielle Zunahme der Verformung (Kriechen).

Die Bildfunktion für die resultierende Kraft des Kelvin-Voigt-Modells wird durch Laplace-Transformation einer Differenzialgleichung ermittelt

$$F(t) = k_0 x(t) + c_0 \dot{x}(t) \quad \circ \rightarrow \bullet \quad F(s) = (k_0 + c_0 s) x(s). \quad (4.18)$$

Im Frequenzbereich entspricht das Kelvin-Voigt-Modell einem mechanischen Tiefpass 1. Ordnung bei der Anregung mit einer beliebigen Kraft $F(s)$

$$\frac{x(s)}{F(s)} = \frac{1}{c_0 s + k_0}. \quad (4.19)$$

In vielen Fällen reicht das Kelvin-Voigt-Modell für die Beschreibung der inneren Vorgänge in einem Aktor aus. Eine exponentielle Zunahme des Stellweges (Kriechen) in einem Aktor wird durch eine sprunghaft ansteigende Aktorkraft verursacht.

Die Parameter des Kelvin-Voigt-Modells können experimentell auf verschiedenen Wegen bestimmt werden. Die Federkonstante k_0 wird entweder aus der statischen Spannungs-Dehnungs-Kennlinie oder zusammen mit der Dämpfungskonstante c_0 mit der parametrischen Identifikation aus einer dynamischen Anregung des Körpers bestimmt. In den meisten Fällen besteht das System aus der Kombination einer Masse mit dem Kelvin-Voigt-Modell und wird als Einmassenschwinger beschrieben (Abb. 1.1a). Dann kann die Dämpfungskonstante c_0 eines schwach gedämpften Systems aus einem Einschwingvorgang der Masse identifiziert werden [90, 91]. Dafür wird der Einmassenschwinger mit der Sprungfunktion angeregt und die Geschwindigkeit der Masse erfasst (Abb. 4.8a). Das System schwingt dabei mit seiner Resonanzfrequenz und die Periodendauer T bleibt während des Einschwingvorgangs konstant. Falls die Periodendauer sich ändert, handelt es

sich um ein System mit einem komplexeren Modell (Abb. 4.9a). Die Einschwingfunktion beträgt

$$\dot{x}(t) = C_k e^{D_c \omega_r t} \sin(\omega t), \quad (4.20)$$

mit dem Dämpfungsfaktor D_c , der Eigenkreisfrequenz ω_r der ungedämpften Schwingung und einer Konstante C_k . Durch die Erfassung der Periodendauer T und der Amplituden einzelner Schwingungen wird das logarithmische Dekrement Λ berechnet

$$\Lambda = \ln \left(\frac{\hat{x}(t)}{\hat{x}(t+T)} \right) = \frac{2\pi D_c \omega_r}{\omega_d}, \quad (4.21)$$

mit der Eigenkreisfrequenz $\omega_d = \omega_r \sqrt{1-D_c}$ der gedämpften Schwingung. Für die schwach gedämpften Systeme ($D_c \ll 1$) gilt

$$\Lambda \approx 2\pi D_c. \quad (4.22)$$

Der Zusammenhang zwischen der Dämpfungskonstante c und dem Dämpfungsfaktor D_c ist in Gl. 1.5 definiert. Für die stark gedämpften Systeme mit dem Dämpfungsfaktor $D_c \geq 1$ ist dieses Messverfahren ungeeignet.

Mit einer anderen Methode wird die Dämpfung des Einmassenschwingers aus der Resonanzüberhöhung berechnet (Abb. 4.8b). Dafür werden die Resonanzfrequenz f_r und zwei weitere Frequenzen f_2 und f_1 erfasst. Die beiden Frequenzen gehören zu den Amplituden $\frac{\hat{x}}{\sqrt{2}}$. Folglich beträgt der Dämpfungsfaktor

$$D_c = \frac{f_2 - f_1}{2f_r}. \quad (4.23)$$

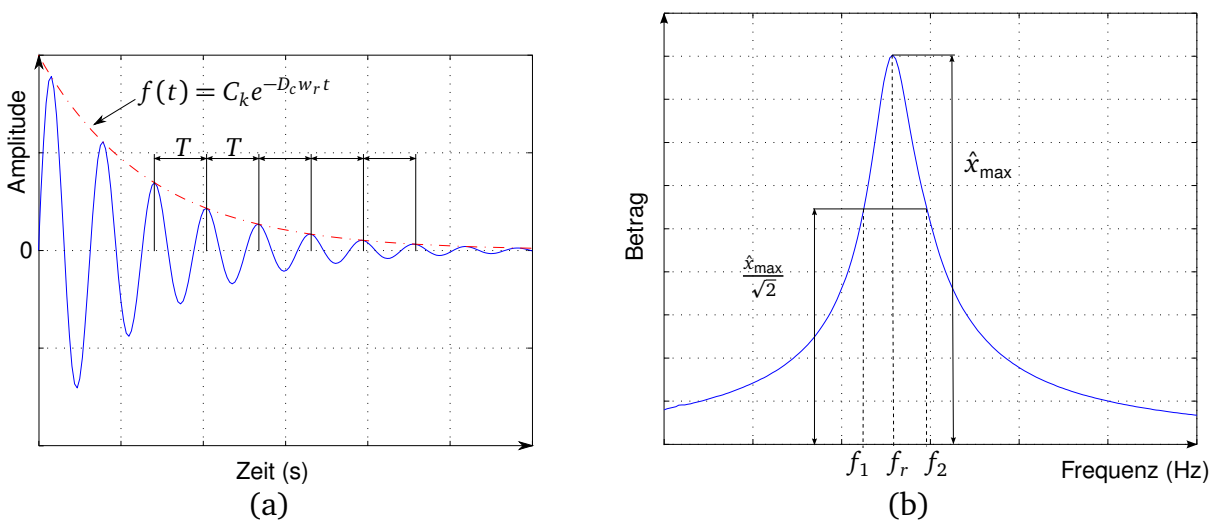


Abbildung 4.8: Verfahren für die Bestimmung der Dämpfung in einem Einmassenschwinger (Abb. 1.1), a) Einschwingvorgang mit einem schwachen Dämpfungsfaktor $D_c < 1$, b) Resonanzüberhöhung.

In einigen Fällen reichen die vereinfachten rheologischen Modelle für die Beschreibung der viskoelastischen Eigenschaften der Materialien nicht aus. Für die Darstellung komplexerer Vorgänge werden die oben vorgestellten rheologischen Modelle kombiniert [89]. Die Maxwell-Gruppe besteht aus der Parallelschaltung eines Kelvin-Voigt-Elementes und einer beliebigen Anzahl von Maxwell-Elementen (Abb. 4.9).

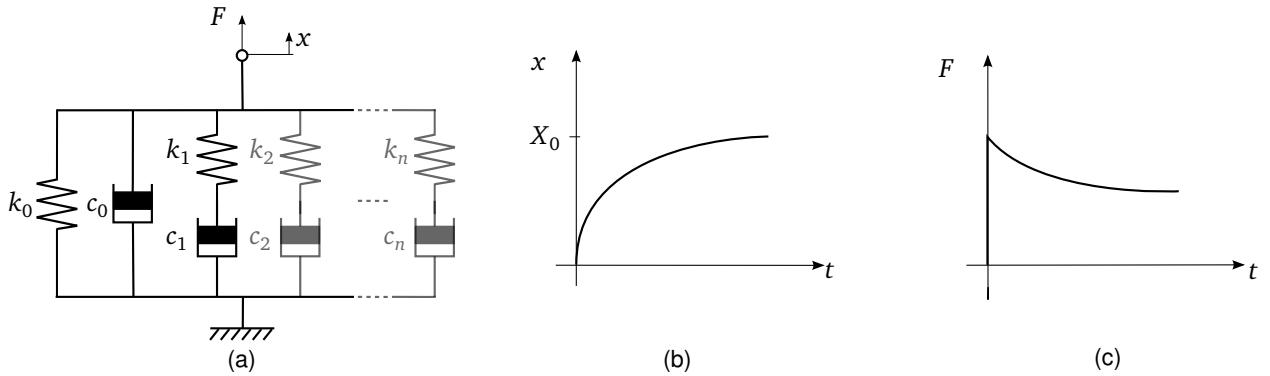


Abbildung 4.9: a) Verallgemeinertes Festkörpermodell, b) Kriechen nach sprunghafter Krafteinwirkung auf das Material, c) Relaxation nach sprunghafter Verformung des Materials.

Die Relaxation in dem verallgemeinerten Festkörpermodell wird durch die Addition der Kräfte der Maxwell-Elemente (Gl. 4.12) und des Kelvin-Voigt-Elementes (Gl. 4.17) berechnet

$$F(t) = \left(k_0 + c_0 \delta(t) + \sum_{i=1}^n k_i e^{-\frac{k_i}{c_i} t} \right) X_0, \quad (4.24)$$

wobei $\delta(t)$ die Dirac-Funktion ist. Bei sprunghafter Verformung tritt im Dämpferelement c_0 eine unendliche Kraft $c_0 \delta(t)$ auf. Die Bildfunktion des verallgemeinerten Festkörpermodells wird durch Addition der Bildfunktionen des Kelvin-Voigt-Modells (Gl. 4.19) und der Maxwell-Modelle (Gl. 4.15) ermittelt

$$\frac{F(s)}{x(s)} = k_0 + c_0 s + \sum_{i=1}^n \frac{k_i c_i s}{c_i s + k_i}. \quad (4.25)$$

In einer FEM-Software können die Parameter k_i und c_i für die Simulation der viskoelastischen Materialien nicht verwendet werden. Dafür wird eine Prony-Reihe eingesetzt [92, 93]. Im Vergleich zu dem verallgemeinerten Festkörpermodell werden in der Prony-Reihe keine elastischen und viskosen Elemente verwendet. Die Prony-Reihe beschreibt den zeitlichen Verlauf des Schubmoduls G eines Materials

$$G = G_0 \left(\alpha_0 + \sum_{i=1}^n \alpha_i e^{-\frac{t}{\tau_i}} \right), \quad (4.26)$$

wobei α_i Prony-Parameter sind, welche als

$$\alpha_i = \frac{G_i}{G_0} \quad (4.27)$$

definiert sind und τ_i sind deren Zeitkonstanten. Aus dem Relaxationsversuch werden die Elastizitätsmodule der einzelnen Federelemente mit der Regressionsanalyse bestimmt und in den Schubmodul umgerechnet

$$G = \frac{1}{2(1 + \nu)} Y. \quad (4.28)$$

Für inkompressible Stoffe mit der Querkontraktionszahl $\nu \approx 0,5$ beträgt der Schubmodul $G = 1/3Y$.

Die Elastomere haben die Eigenschaft, dass sie bei dynamischen Anregungen steifer werden, was besonders für die Schwingungsisolierung nachteilig ist [3]. Dieser Sachverhalt lässt sich mathematisch mit Hilfe des verallgemeinerten Festkörpermodells erklären. Bei quasistatischen Verformungen unter Annahme $t \rightarrow \infty$ gehen die Exponentialfunktionen der Gleichung 4.24 gegen Null, folglich werden die Maxwell-Körper vernachlässigt. Deswegen hängt das statische Verhalten des Elastomers nur von dem Federelement k_0 ab.

Bei dynamischen Anregungen sind die Zeitkonstanten einzelner Maxwell-Körper zu groß, bezogen auf die Periodendauer der Anregung. Daher läuft die Entspannung der Dämpfungselemente zu langsam ab. In diesem Fall vereinfachen sich die Maxwell-Elemente zu parallelgeschalteten Federelementen und die dynamische Federsteifigkeit k_{dyn} des Elastomers beträgt

$$k_{\text{dyn}} = k_0 + k_1 + \dots + k_n. \quad (4.29)$$

Eine Alternative für die Darstellung der viskoelastischen Materialeigenschaften ist der Einsatz von einem fraktionalen Element [69]. Nachteilig bei dieser Methode ist, dass die gewonnenen Materialparameter nicht für die FEM-Simulation verwendet werden können. Des Weiteren können viskoelastische Werkstoffe mit einem komplexen Elastizitätsmodul dynamisch beschrieben werden [94]. Mit dieser Methode wird das dynamische Verhalten des Probekörpers in Abhängigkeit von Amplitude, Temperatur und einzelnen Frequenzen untersucht. Mit diesem Ansatz wird keine Übertragungsfunktion erzeugt, die für die Simulation oder die Regelung eingesetzt werden kann. Folglich wird auch dieser Ansatz nicht weiter verfolgt.

4.4 Ansteuerung der aktiven Lagerung

Für den Betrieb der aktiven Lagerung ist eine oszillierende, lineare Bewegung der DESA in die positive und die negative Richtung erforderlich. Aufgrund des quadratischen Zusammenhangs zwischen elektrischer Spannung und der erzeugten elektrostatischen Kraft führt die Ansteuerung des Aktors mit sinusförmigem Signal zur Frequenzverdoppelung der mechanischen Verformung (Gl. 3.14)

$$(\hat{U}_H \sin(\omega t))^2 = \frac{1}{2} \hat{U}_H^2 - \frac{1}{2} \hat{U}_H^2 \cos(2\omega t). \quad (4.30)$$

Bei dieser Ansteuerung geht die generierte Bewegung der Masse nur in eine Richtung. Um dieses Problem zu umgehen, wird an den Aktor eine Gleichspannung $U_{0,H}$ angelegt und mit einer Wechselspannung überlagert

$$(U_{0,H} + \hat{U}_H \sin(\omega t))^2 = U_{0,H}^2 + \frac{1}{2} \hat{U}_H^2 + 2U_{0,H} \hat{U}_H \sin(\omega t) + \frac{1}{2} \hat{U}_H^2 \sin(2\omega t - 90^\circ). \quad (4.31)$$

Mit der elektrischen Gleichspannung $U_{0,H}$ wird der Aktor in einen Arbeitspunkt versetzt. Graphisch ist die Ansteuerung des DESA in Abb. 4.10 dargestellt.

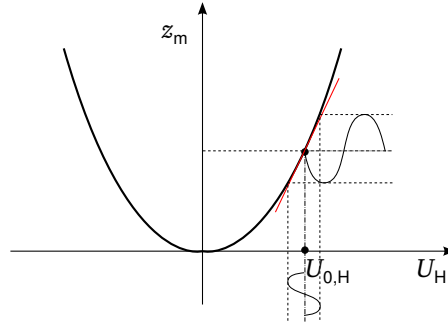


Abbildung 4.10: Prinzip einer elektrischen Ansteuerung des DESA mit einer Gleichspannung und einer dazu überlagerten Wechselspannung für die Erzeugung einer Bewegung in positive und negative Richtung.

Die Versorgung des DESA mit der Gleichspannung hat einen negativen Nebeneffekt: Es wird eine zweite harmonische Frequenz erzeugt (Gl. 4.31), die durch die Erhöhung der Gleichspannung $U_{0,H}$ bei konstant bleibender Amplitude der Wechselspannung \hat{U}_H minimiert werden kann (Gl. 4.32)

$$(U_{0,H} + \hat{U}_H \sin(\omega t))^2 = U_{0,H}^2 \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\hat{U}_H^2}{U_{0,H}^2} + 2 \frac{\hat{U}_H}{U_{0,H}} \sin(\omega t) + \frac{1}{2} \frac{\hat{U}_H^2}{U_{0,H}^2} \sin(2\omega t - 90^\circ) \right). \quad (4.32)$$

Das heißt, je größer der Gleichanteil der elektrischen Ansteuerspannung bei konstant bleibender Amplitude der Wechselspannung desto kleiner sind die Oberschwingungen.

Aus Sicherheitsgründen wird die Amplitude der Ansteuerspannung auf 1000 V beschränkt. Die Gleichspannung $U_{0,H}$ wird auf 700 V gesetzt, weil dieser Wert einer 50 % Stauchung des maximalen Werts bei 1000 V entspricht. Die Amplitude der Wechselspannung \hat{U}_H beträgt dann 300 V. Für die gewählten Parameter beträgt das Ansteuersignal

$$(700 \text{ V} + 300 \text{ V} \sin(\omega t))^2 = 49000 \text{ V}^2 \cdot \left(1 + \frac{9}{98} + \frac{6}{7} \sin(\omega t) + \frac{9}{98} \sin(2\omega t - 90^\circ) \right). \quad (4.33)$$

Eine andere Alternative für die Kompensation der nichtlinearen Effekte ist der Einsatz einer inversen Funktion der quadratischen Übertragungsfunktion zwischen der elektrischen Spannung und der Auslenkung (Abb. 4.11)[95].

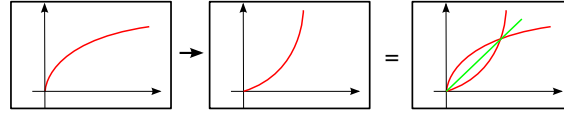


Abbildung 4.11: Linearisierung mit einer inversen Funktion.

In diesem Fall wird das Ansteuersignal in der Echtzeit-Hardware durch die Wurzelfunktion vorverzerrt und dann im Aktor in das Sinussignal zurückgewandelt

$$f(f(x)^{-1}) = x. \quad (4.34)$$

4.5 Wirkungsgrad der Lagerung

Der Wirkungsgrad η eines Aktors wird nach der Formel berechnet

$$\eta = \frac{P_{\text{mech}}}{P_{\text{el}}}, \quad (4.35)$$

wobei P_{mech} die erzeugte mechanische Leistung ist und P_{el} ist die dem Aktor zugeführte elektrische Wirkleistung. Die von der aktiven Lagerung generierte mechanische Leistung entspricht dem Produkt aus der Gewichtskraft F_G und dem Effektivwert der Geschwindigkeit $v_{\text{m, eff}}$ der Masse

$$P_{\text{mech}} = F_G v_{\text{m, eff}} = mg v_{\text{m, eff}}. \quad (4.36)$$

Der Effektivwert einer zeitabhängigen Größe ist über eine Periode T definiert als

$$U_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T u^2(t) dt}. \quad (4.37)$$

Für sinusförmige Signale gilt die vereinfachte Formel für die Effektivwertberechnung

$$U_{\text{eff}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{u}. \quad (4.38)$$

Allgemein beträgt die elektrische Wirkleistung P_{el}

$$P_{\text{el}} = \frac{1}{T} \int_0^T u(t) i(t) dt. \quad (4.39)$$

Für sinusförmige Signale vereinfacht sich die Formel zu

$$P_{\text{el}} = U_{\text{eff}} I_{\text{eff}} \cos(\varphi) = \frac{U_{\text{eff}}^2}{|Z|} \cos(\varphi). \quad (4.40)$$

Ein idealer DESA mit dem seriellen Widerstand $R_s \rightarrow 0$ repräsentiert eine kapazitive Last, die keine elektrischen Verluste produziert. Theoretisch wird die Hälfte der zugeführten elektrischen Energie, die durch die geeignete Elektronik zurückgewonnen werden kann, im Kondensator gespeichert und die andere Hälfte in die mechanische Arbeit umgewandelt. Der Wirkungsgrad würde in diesem Fall bei 1 liegen. Tatsächlich haben Aktoren einen relativ hohen seriellen Widerstand, in dem viel Energie verloren geht.

4.6 Grundlagen der parametrischen Modellidentifikation

Nachdem die mathematischen Grundlagen der Teilmodelle von der aktiven Lagerung vorgestellt sind, werden die Ansätze für die Durchführung der messtechnischen Charakterisierung und Bestimmung der Modellparameter erläutert.

Zwei Ansätze für die Bestimmung der Funktionsparameter aus Messungen sind verbreitet. Für die Bestimmung der Parameter statischer Modelle wird die Regressionsanalyse (curve fitting) eingesetzt. Sie basiert auf der Methode der kleinsten Quadrate (least mean squares, LMS-Algorithmus) für statische Prozesse [96, 97]. Ein mathematisches Modell des Prozesses muss im voraus bekannt sein. Oft wird die Regressionsanalyse für die Bestimmung der Parameter der Übertragungsfunktion eingesetzt, wobei die Schätzung der Parameter nur anhand des Betragsverlaufs durchgeführt, der Phasenverlauf aber nicht berücksichtigt wird. Die Software MATLAB bietet eine Toolbox *cftool* für die Regressionsanalyse.

Für die Bestimmung dynamischer Übertragungsfunktionen werden Identifikationsmethoden verwendet. Sie unterteilen sich in parametrische und nichtparametrische Schätzmethoden [96] und können in MATLAB mit der Toolbox *ident* durchgeführt werden. Dieses Verfahren ist auf der Methode der kleinsten Quadrate für dynamische Prozesse aufgebaut, die die zeitlichen Aspekte berücksichtigt. Weiter kann diese Methode für Online- und Offline-Identifikation des Modells eingesetzt werden.

Ziel einer dynamischen Identifikation ist die Bestimmung der unbekannten Parameter a_i und b_i eines diskreten Modells (Gl. 4.42) aus gemessenen Ein- und Ausgangssignalen der Länge N . Es wird angenommen, dass das identifizierte Modell stabil und zeitinvariant ist; es wird mit einer linearen Differenzengleichung beschrieben

$$y_u(k) + a_1 y_u(k-1) + \dots + a_w y_u(k-w) = b_1 u(k-1) + \dots + b_w u(k-w), \quad (4.41)$$

mit zum Zeitpunkt k gemessenen diskreten Eingangsgrößen $u(k)$ und diskreten Ausgangsgrößen $y_u(k)$. Eine diskrete z -Übertragungsfunktion $G_{\text{Modell}}(z)$ der Ordnung w des untersuchten Modells beträgt

$$G_{\text{Modell}}(z) = \frac{y_u(z)}{u(z)} = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})} = \frac{b_1 z^{-1} + \dots + b_w z^{-w}}{1 + a_1 z^{-1} + \dots + a_w z^{-w}}. \quad (4.42)$$

In Realität ist das Ausgangssignal $y_u(k)$ mit einem Störsignal $n(k)$ überlagert

$$y(k) = y_u(k) + n(k). \quad (4.43)$$

In Abb. 4.12 ist die Struktur der parametrischen Schätzungsmethode dargestellt. Die geschätzten Zählerpolynome $\hat{B}(z^{-1})$ und Nennerpolynome $\hat{A}(z^{-1})$ der Übertragungsfunktion weichen aufgrund des Störsignals $n(k)$ und des Fehlers in der Schätzung der Parameter von dem tatsächlichen Modell ab. Die theoretische Grundlage des LMS-Algorithmus wird anhand der einfachen Übertragungsfunktion G_{Modell} , die nur ein Verstärkungsfaktor K_G enthält, erklärt. Der Fehlervektor \mathbf{e} des Modells der Länge N_v beträgt

$$\mathbf{e} = \mathbf{y} - \mathbf{u}K_G, \quad (4.44)$$

mit einem Eingangsvektor \mathbf{u} und einem Ausgangsvektor \mathbf{y} . Anschließend wird die Verlustfunktion V_{LMS} aus der Summe der quadratischen Fehler bestimmt

$$V_{\text{LMS}} = \sum_{k=0}^{N-1} e^2(k) = \mathbf{e}^T \mathbf{e} = (\mathbf{y} - \mathbf{u}K_G)^T (\mathbf{y} - \mathbf{u}K_G). \quad (4.45)$$

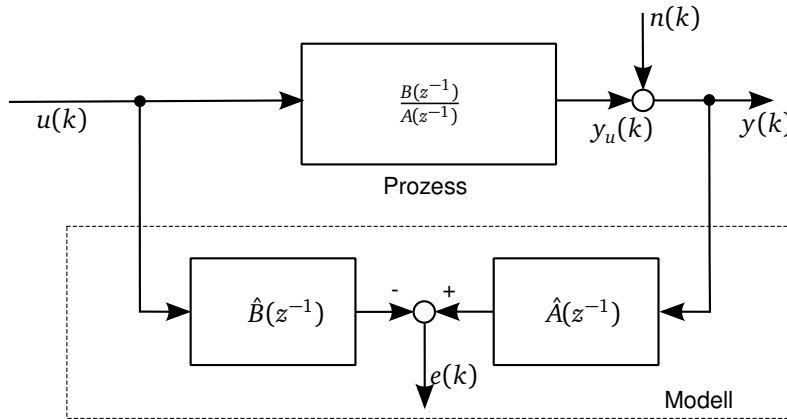


Abbildung 4.12: Blockschaltbild der nichtrekursiven Parameterschätzung nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate [96]

Für die Schätzung der Übertragungsfunktion mit dem minimalen Fehler wird das Minimum der Verlustfunktion V_{LMS} gesucht. Dafür wird die Verlustfunktion V_{LMS} abgeleitet

$$\frac{dV_{\text{LMS}}}{dK_G} = -2\mathbf{u}^T (\mathbf{y} - \mathbf{u}K_G) \quad (4.46)$$

und zu Null gesetzt. Daraus ergibt sich die Gleichung für die geschätzte Übertragungsfunktion

$$\hat{K}_G = (\mathbf{u}^T \mathbf{u})^{-1} \mathbf{u}^T \mathbf{y}. \quad (4.47)$$

Die theoretischen Grundlagen für die Schätzung des Modells G_{Modell} mit den Koeffizienten a_i und b_i sind mit oben vorgestellten Gleichungen identisch, nur statt Vektoren werden Matrizen eingeführt.

Die Methode der kleinsten Quadrate wird entweder für die Schätzung der Parameter von den dynamischen, linearen Modellen eingesetzt, oder es können auch die Modelle mit kontinuierlich differenzierbaren Nichtlinearitäten identifiziert werden. Deren Grundformen sind Hammerstein- und Wiener-Modelle (Abb. 4.13), die zusätzlich miteinander kombiniert werden können [96].

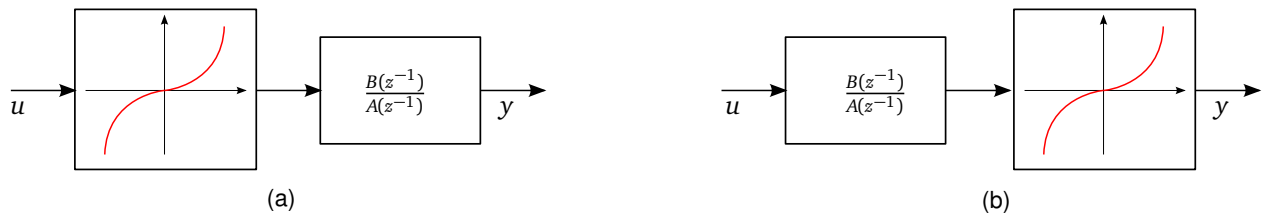


Abbildung 4.13: Blockschaltbilder der Modelle mit kontinuierlich differenzierbaren Nichtlinearitäten. a) Hammerstein Modell, b) Wiener Modell [96]

Ein wichtiger Punkt für die dynamische Identifikation eines Prozesses ist die Auswahl eines geeigneten Eingangssignals $u(t)$. Das Eingangssignal soll möglichst alle Frequenzen im untersuchten Frequenzbereich anregen. Aus theoretischer Sicht sind entweder der Dirac-Impuls oder Weißes Rauschen für die Anregung des untersuchten Systems am besten geeignet, da das gesamte Frequenzspektrum angeregt wird. Praktisch sind diese Signale aufgrund unendlich benötigter Energie nicht realisierbar. Der Dirac-Impuls kann annähernd durch einen nichtperiodischen Rechteck-Impuls mit Impulsdauer T abgebildet werden [96]. Das Frequenzspektrum eines Rechteck-Impulses entspricht einer *sinc*-Funktion. In Abb. 4.14 sind die Spektren der Rechteck-Impulse mit unterschiedlicher Impulsdauer dargestellt.

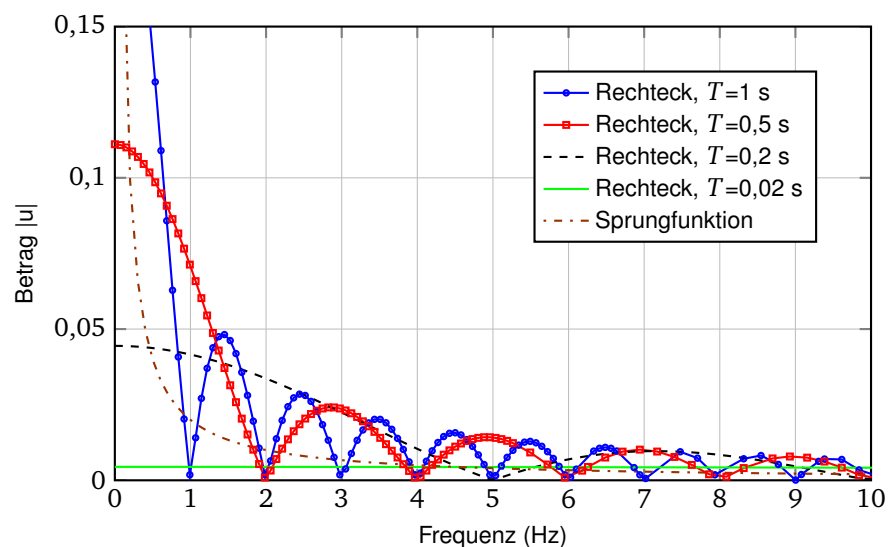


Abbildung 4.14: Spektrum der Rechteckimpulse mit unterschiedlicher Periodendauer T und einer Sprungfunktion.

Mit zunehmender Dauer T steigt die Amplitudendichte bei kleineren Frequenzen, stattdessen erfolgt der Abfall der Amplitudendichte bei höheren Frequenzen steiler. Des Weiteren wird auch die Sprungfunktion für die Anregung des Systems verbreitet eingesetzt, ihr Frequenzspektrum entspricht einer Hyperbel. Der Rechteck-Impuls und die Sprungfunktion sind einfach realisierbar und werden für die Untersuchung des Systemverhaltens in unten Frequenzspektren eingesetzt.

Für die Anregung des ganzen Frequenzspektrums im untersuchten Bereich ist am besten eine Gleitsinus-Funktion geeignet [98]. Das Gleitsinussignal hat eine konstante Amplitude

$$u(t) = \hat{u} \sin\left(\left(\frac{1}{2}m_{\text{st}}t + \Omega_0\right)t + \varphi_0\right) \quad (4.48)$$

und eine linear ansteigende Kreisfrequenz

$$\Omega = \frac{1}{2}m_{\text{st}}t + \Omega_0. \quad (4.49)$$

Die Steigung m_{st} der Frequenz errechnet sich aus der Frequenzdifferenz und der Messdauer T_{sweep}

$$m_{\text{st}} = \frac{\Omega_{\text{max}} - \Omega_{\text{min}}}{T_{\text{sweep}}}. \quad (4.50)$$

In Abb. 4.15 sind ein zeitlicher Verlauf und ein Frequenzspektrum einer Gleitsinusfunktion dargestellt. Die Amplitude des Frequenzspektrums der Gleitsinusfunktion ist annähernd konstant

$$|u(\omega)| \approx \hat{u} \sqrt{\frac{\pi}{2|m_{\text{st}}|}}. \quad (4.51)$$

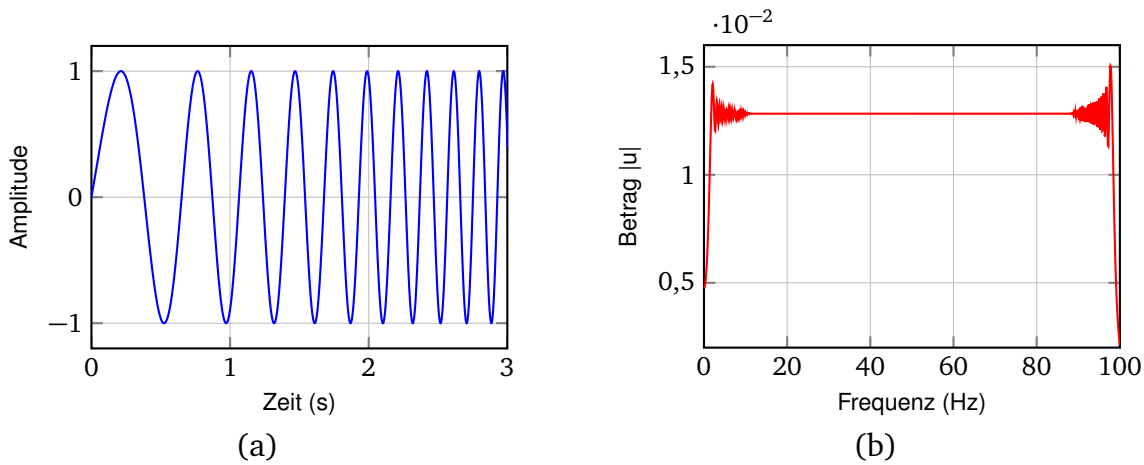


Abbildung 4.15: Gleitsinusfunktion a) Zeitlicher Verlauf, b) Frequenzspektrum der Gleitsinusfunktion, Messdauer $T_{\text{sweep}}=60$ s.

Sie ist proportional zur Amplitude \hat{u} des Sinus-Signals und ist umgekehrt proportional zu der Steigung der Frequenz m_{st} . Die Anregung mit der Gleitsinusfunktion findet große Verbreitung für die Charakterisierung dynamischer Prozesse. Die Vorteile des Gleitsinus-Signals sind:

- schnelle Durchführung der Messung,
- hohe Reproduzierbarkeit,
- gutes Verhältnis von Nutz- zu Störsignal,
- Frequenzen außerhalb des Messbereichs werden kaum angeregt.

Außer der vorgestellten Testsignale werden noch periodische Rechteck-, Sägezahn-Signale oder Pseudo-Rausch-Binär-Signale (PRBS) für die Identifikation der Prozesse eingesetzt, die aber in dieser Arbeit nicht angewendet werden.

4.7 Messtechnische Charakterisierung und Modellierung des Elastomers

Nachdem die grundlegenden theoretischen Modelle vorgestellt sind, wird die messtechnische Charakterisierung der aktiven Lagerung durchgeführt. Für die dynamische Charakterisierung wird ein Messstand aufgebaut (Abb. 4.16). Das Kernstück des Messstandes ist eine echtzeitfähige Hardware cRIO 9022 von NI, welche aus einem Mikroprozessor und FPGA besteht. Die Hardware ist mit Labview programmiert. Das Hauptprogramm läuft auf FPGA ab, sie erfasst die analogen Signale und übermittelt sie an den Hauptrechner zur Visualisierung und Weiterverarbeitung. Zusätzlich werden im Hauptprogramm die Ausgangssignale für die Ansteuerung des DESA und des Schwingungserregers generiert. Im ersten Schritt werden das für die Herstellung der DESA eingesetzte Silikon Elastosil P7670 und eine aus dem Aktor gelaserte Probe charakterisiert. Es werden quasistatische und dynamische Messungen an beiden Proben durchgeführt. Die ermittelten Daten werden später für die FEM-Simulation verwendet. Im zweiten Schritt werden die elektrische und mechanische Eigenschaften der entwickelten aktiven Lagerung analysiert.

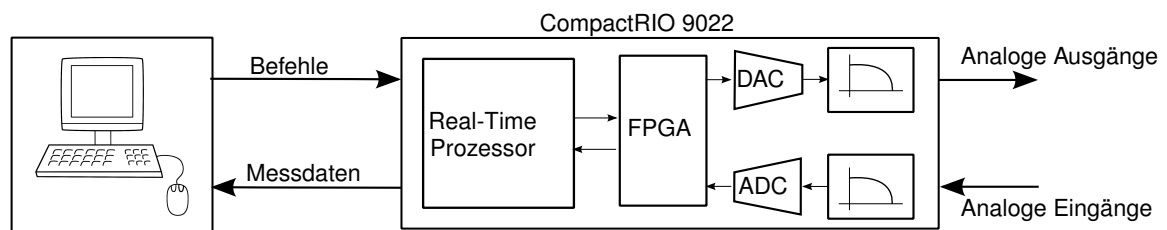


Abbildung 4.16: Blockschaltbild des Messstandes für die dynamische Charakterisierung und den Reglerentwurf der aktiven Lagerung.

Hyperelastische Eigenschaften des Materials

Die hyperelastischen Elastomere weisen unterschiedliches mechanisches Verhalten abhängig von der Richtung der mechanischen Beanspruchung auf. Deswegen werden für die Beschreibung des statischen Verhaltens der Elastomere drei Arten der Messungen durchgeführt: Uniaxialer Zugversuch, biaxialer Zugversuch oder uniaxialer Kompressionsversuch und uniaxialer Scherversuch [99, 100, 94]. In der Applikation dielektrischer Elastomerkaktor verursacht der elektrostatische Druck eine Verformung des Elastomers, die dem uniaxialen Kompressionsversuch entspricht und dem biaxialen Zugversuch äquivalent ist. Die Ergebnisse beider Messungen können ineinander umgerechnet werden [101].

Für die Messung werden zwei Proben vorbereitet. Die erste Probe ist aus Silikon gegossen und die zweite Probe ist aus einem 50-schichtigen Aktor mit einem CO₂ Laser ausgeschnitten. Die Abmessungen der beiden Proben sind um den Faktor 2,5 kleiner im Vergleich zu den vorgeschriebenen Werten aus DIN ISO 3384 [102], weil die Höhe der *Probe 2* durch die Aktorhöhe vorgegeben ist.

Tabelle 4.2: Abmessungen der Proben für Kompressions- und Relaxationsversuche.

	Durchmesser (mm)	Höhe (mm)	Material
DIN ISO 3384	13	6,3	
<i>Probe 1</i>	5,2	2,52	Elastosil P7670
<i>Probe 2</i>	5,8	2,4	DESA, gelaserte Form

Die Werte sind in der Tab. 4.2 zusammengefasst. Vor der Durchführung der Messung werden die Proben mit dem Silikonöl geschmiert, um den Einfluss der Reibung auf die Messergebnisse zu minimieren. Alle Proben werden dreimal vermessen und die letzte Messung wird für die Auswertung verwendet. Dadurch wird sichergestellt, dass die Probe sich im eingeschwungenen Zustand befindet. Die Messergebnisse sind in Abb. 4.17 und die ermittelten konstanten E-Module in Tab. 4.3 dargestellt.

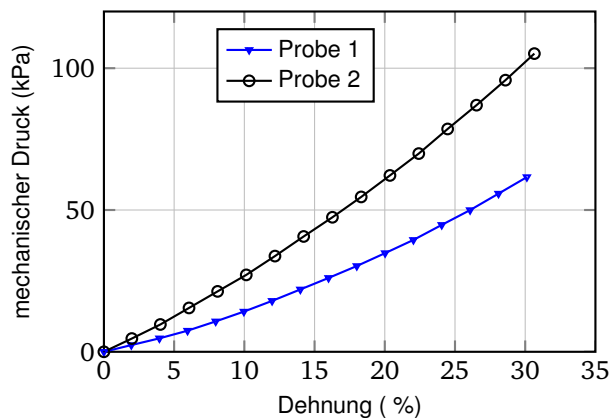


Abbildung 4.17: Uniaxialer Kompressionsversuch, Spannungs-Dehnungs-Kennlinien.

Tabelle 4.3: Lineares E-Modul bei Dehnung unter 15 %.

	E-Modul Y (kPa)
<i>Probe 1</i>	159
<i>Probe 2</i>	280

Bei kleinen Dehnungen unter 15 % bleibt das E-Modul in beiden Proben annähernd konstant, erst bei höheren Dehnungen kommt es zum langsamen Anstieg des E-Moduls. Im DESA ist eine deutliche Versteifung aufgrund der Graphitschichten im Vergleich zu reinem Silikon beobachtbar.

Viskoelastische Eigenschaften des Materials

Im zweiten Schritt werden die dynamischen Eigenschaften beider Proben anhand des Relaxationsversuches ermittelt. Dafür wird ein Messplatz vorbereitet (Abb. 4.18).

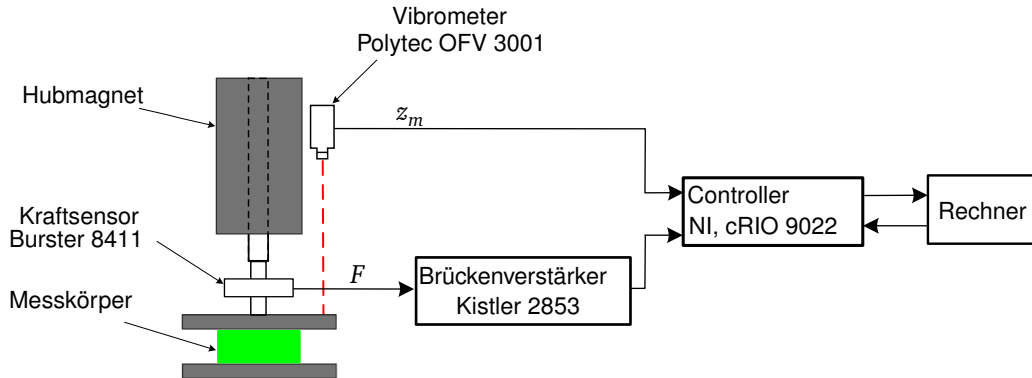


Abbildung 4.18: Skizze der Messeinrichtung für den Relaxationsversuch.

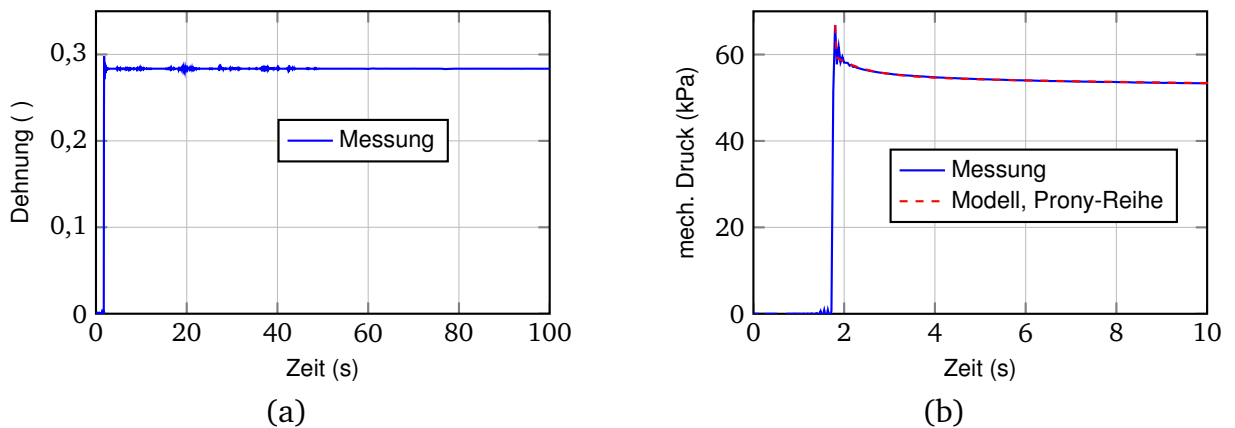


Abbildung 4.19: Relaxationsversuch a) Sprunghafte Verformung, Stauchung $z_a = 708 \mu\text{m}$ ($S_z = 28 \%$), Anstiegszeit 20 ms, Messdauer 100 s, Abtastfrequenz $f_s = 1 \text{ kHz}$, b) Gemessener Druck und geschätzte Prony-Reihe aus dem Relaxationsversuch.

Für die Erzeugung der konstanten Stauchung der Probe wird ein Hubmagnet verwendet, dessen Anstiegszeit unter 20 ms liegt. Die hohe Anstiegszeit ist für die Bestimmung des dynamischen E-Moduls erforderlich. Zwischen dem Hubmagnet und dem Stempel wird ein Kraftsensor für die Erfassung der relaxierten Kraft eingebaut. Die konstante Stauchung der Probe wird mit einem Vibrometer erfasst. Die Relaxationsversuche werden an denselben Proben aus dem quasistatischen Kompressionsversuch durchgeführt. In Abb. 4.19 sind die Messergebnisse der Stauchung und des relaxierenden mechanischen Druckes der *Probe 1* aus Silikon dargestellt. Nach der Stauchung der Probe wird ein sprunghafter Anstieg des Druckes beobachtet, welcher nach ca. 20 s einen stationären Wert annimmt. Aus den durchgeführten Messungen werden die Prony-Parameter (Gl. 4.26) der beiden Proben mit Hilfe der Toolbox *cftool* der MATLAB Software geschätzt. Die Ergebnisse sind in der Tab. 4.4 erfasst.

Das identifizierte E-Modul Y_0 entspricht dem statischen E-Modul aus dem statischen Kompressionsversuch (Tab. 4.3). Es wird eine Abweichung um ca. 20 kPa ersichtlich, die haupt-

sächlich durch die größere Stauchung im Relaxationsversuch verursacht wird. Aus der Summe der einzelnen E-Module wird ein dynamisches E-Modul berechnet, das wie erwartet höher als das statische E-Modul ist. Die gewonnenen Daten werden im weiteren Verlauf für die FEM-Simulation und die Optimierung der aktiven Lagerung eingesetzt. Nach dem gleichen Prinzip werden auch die Prony-Parameter der *Probe 2* ermittelt.

Tabelle 4.4: Aus den Relaxationsversuchen identifizierte Prony-Parameter (Gl. 4.26).

Index	Probe 1			Probe 2		
	E-Modul Y_i (kPa)	α_i	τ_i (s)	E-Modul Y_i (kPa)	α_i	τ_i (s)
0	183,23	0,714	-	310,11	0,792	-
1	29,67	0,116	0,02	41,58	0,106	0,048
2	17,24	0,067	0,394	15,66	0,040	0,748
3	9,11	0,036	3,463	10,83	0,028	4,977
4	6,78	0,026	23,32	13,36	0,034	40,790
dyn	246,03	-	-	391,56	-	-

4.8 Messtechnische Charakterisierung der aktiven Lagerung

Nachdem die mechanischen Eigenschaften des Silikons und des DESA messtechnisch untersucht sind, wird die entworfene aktive Lagerung (Abb. 4.2) charakterisiert und ein dynamisches Modell erstellt.

4.8.1 Identifikation des elektrischen Modells

Als erstes wird das elektrische Modell des Aktors identifiziert. Dafür wird an einen DESA eine Gleitsinus-Spannung mit der Amplitude von 200 V im Frequenzbereich 1-1000 Hz angelegt und der elektrische Strom gemessen. Daraus wird die elektrische Impedanz Z_{el} des Aktors bestimmt (Abb. 4.20) und ausgehend von der Gl. 4.4 die Kapazität C und der serielle Widerstand R_s geschätzt (Tab. 4.5). Die Messergebnisse entsprechen dem Verlauf eines Tiefpasses 1. Ordnung, folglich kann der parallele Widerstand R_p vernachlässigt werden. Die Kontaktierung ist ein kritischer Punkt des DEA [103], weil an dieser Stelle der Übergang von dem weichen Silikon zum steifen Kupferdraht stattfindet. Sie verschlechtert sich entweder durch die mechanische Beanspruchung oder den hohen elektrischen Strom, der die thermische Erwärmung an den Kontaktstellen hervorruft. Dadurch vergrößert sich der Serienwiderstand und die Anzahl der kontaktierten Schichten nimmt ab, folglich sinkt der Stellweg des Aktors. In Tab. 4.5 sind die elektrischen Parameter des Aktors während der ersten Inbetriebnahme und nach ca. 10 Benutzungen dargestellt. Eine deutliche Zunahme des seriellen Widerstandes und die Reduzierung der Anzahl der kontaktierten Schichten ist erkennbar.

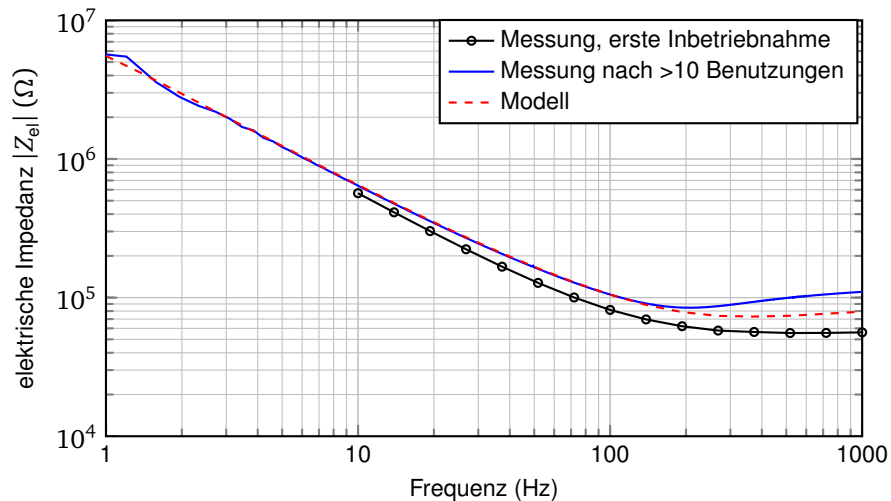


Abbildung 4.20: Betrag der elektrischen Impedanz $|Z_{el}| = |U(j\omega)/I(j\omega)|$ des Aktors, a) Messung der elektrischen Impedanz bei erster Inbetriebnahme der Lagerung, b) Messung der elektrischen Impedanz nach 10 Benutzungen, c) Identifiziertes elektrisches Modell.

Ausgehend von den ermittelten elektrischen Parametern kann der Verlauf der elektrischen Spannung U_a bestimmt werden (Abb. 4.21), welche für die Erzeugung des elektrostatischen Druckes im DEA verantwortlich ist (Gl. 4.2). Insbesondere aufgrund des hohen seriellen Widerstandes R_s ist die Grenzfrequenz der Übertragungsfunktion sehr klein (Gl. 4.3).

Tabelle 4.5: Identifizierte Parameter des elektrischen Modells.

	Serienwiderstand R_s (kΩ)	Kapazität C (nF)	Kapazitätsanteil be- zogen auf theoreti- schen Wert	Grenzfrequenz f_g (Hz)
Inbetriebnahme	55	27,5	84 %	105
Zustand nach ca. 10 Be- nutzungen	95,3	23,3	71 %	71,7

Bei der Grenzfrequenz beträgt der Betrag der Aktorspannung nur $|U_a| = 0,707|U_H|$. In Frequenzbereichen oberhalb der Grenzfrequenz wird die meiste elektrische Energie im seriellen Widerstand des Aktors dissipiert. Außerdem kommt es zur Phasenverschiebung zwischen der angelegten Hochspannung U_H und der Aktorspannung U_a , was die Regelung der aktiven Lagerung erschwert.

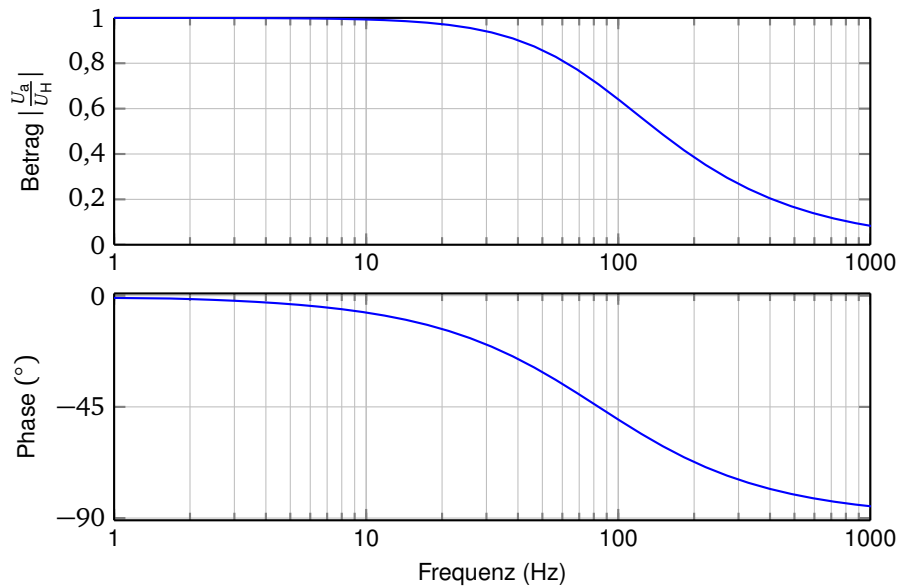


Abbildung 4.21: Elektrische Übertragungsfunktion des DESA U_a/U_H nach ca. 10 Benutzungen (Gl. 4.2), Betrag und Phase.

4.8.2 Identifikation des mechanischen Modells

Das mechanische Verhalten der Lagerung hängt vom DESA und der eingeschlossenen Luft ab. Für die messtechnische Charakterisierung der Lagerung werden zwei Messungen durchgeführt. Zuerst wird das statische Verhalten der Lagerung aus der Kraft-Weg-Kennlinie ermittelt. Die dynamischen Eigenschaften der Lagerung werden aus dem Relaxationsversuch bestimmt.

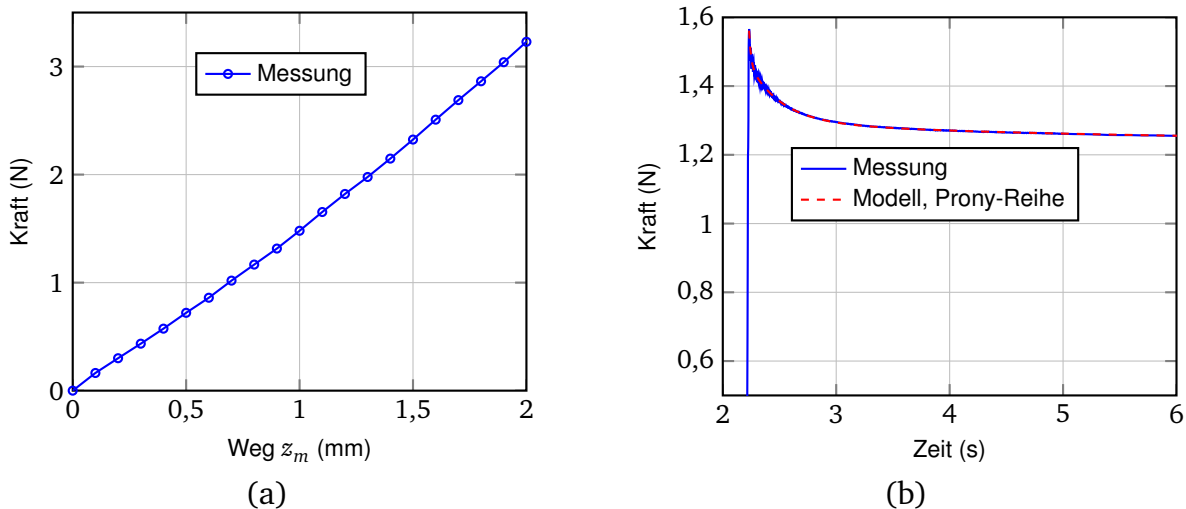


Abbildung 4.22: a) Kraft-Weg-Kennlinie eines aktiven Lagerelements. b) Relaxationsversuch der Lagerung.

Für die Erfassung der Kraft-Weg-Kennlinie wird in die Mitte des aktiven Lagerelementes eine mechanische Kraft durch einen Spindelantrieb mit einer langsamen Geschwindigkeit von $5 \mu\text{m/s}$ eingeleitet; dadurch können die viskoelastischen Eigenschaften des Materials vernachlässigt werden. Auf der Welle des Antriebes ist ein Kraftsensor $U1A50N$ von Fa. HBM montiert, mit dem die Kraft gemessen wird. Die Auslenkung wird durch einen Schrittmotor erfasst (Abb. 4.22a). Die Kennlinie hat annähernd einen linearen Verlauf. Die dabei ermittelte statische Federkonstante des Lagerelementes beträgt $k_0 = 1656 \text{ N/m}$.

Tabelle 4.6: Geschätzte Parameter des mechanischen Modells.

Parameter	Wert	Einheit
k_0	1710,5	N/m
k_1	241,0	N/m
k_2	74,0	N/m
k_3	58,7	N/m
k_{dyn}	2084,2	N/m
c_1	48,5	Ns/m
c_2	110,3	Ns/m
c_2	934,5	Ns/m

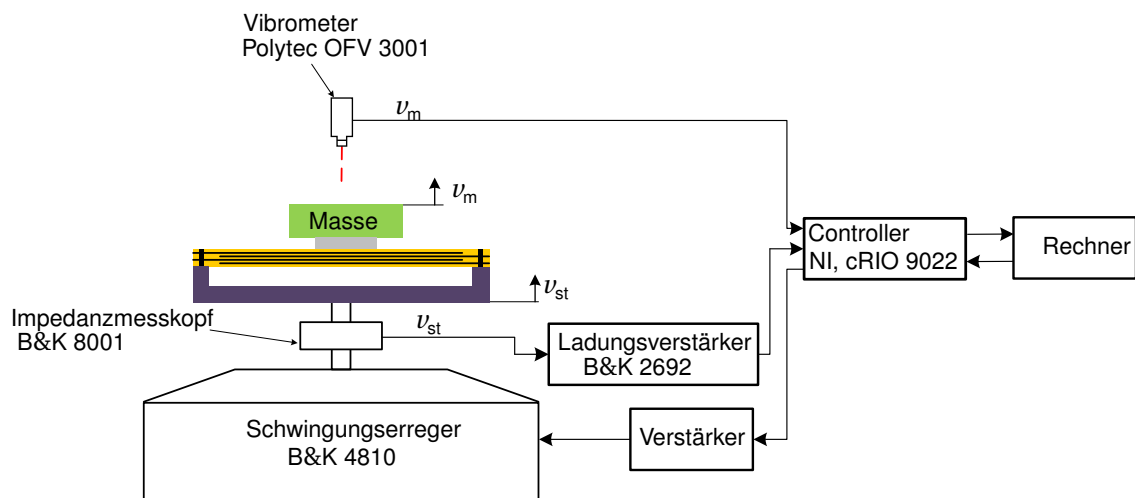


Abbildung 4.23: Skizze des Messplatzes für die messtechnische Charakterisierung des passiven Isolierungsverhaltens der aktiven Lagerung.

Für die Bestimmung der dynamischen Eigenschaften der Lagerung wird ein Relaxationsversuch nach dem gleichen Prinzip wie in Abb. 4.18 durchgeführt. Viskoelastische Eigenschaften der Lagerung werden mit dem verallgemeinerten Festkörpermodell bestehend aus drei parallel geschalteten Maxwell-Elementen und einem Kelvin-Voigt-Element beschrieben (Abb. 4.9). In Abb. 4.22b ist der Verlauf der gemessenen Kennlinien und des geschätzten Modells dargestellt und in der Tab. 4.6 sind die identifizierten Parameter des

Modells aufgelistet. Die im Relaxationsversuch ermittelte statische Federkonstante k_0 ist vergleichbar mit dem Ergebnis aus der Kraft-Weg-Kennlinie (Abb. 4.22a). Die Dämpfungskonstante c_0 kann aus dem Relaxationsversuch nicht eindeutig bestimmt werden. Am einfachsten kann sie aus der Resonanzüberhöhung identifiziert werden.

Eine wichtige Eigenschaft einer Lagerung ist die passive Unterdrückung der störenden Vibrationen. Für die messtechnische Charakterisierung des passiven Isolierungsverhaltens der aktiven Lagerung wird ein Messstand aufgebaut (Abb. 4.23). Die Probe wird auf den Schwingungserreger montiert, mit dem die sinusförmigen Vibrationen generiert werden. Die Geschwindigkeit v_{st} von dem Schwingungserreger wird durch Integration der Messwerte eines Beschleunigungssensors ermittelt und mit einem Vibrometer wird die Geschwindigkeit v_m der an dem Lagerelement befestigten Masse gemessen. Der Schwingungserreger erzeugt eine Gleitsinus-Vibration im Frequenzbereich von 1 bis 100 Hz. Die beiden Geschwindigkeiten werden synchron mit der Echtheit-Hardware aufgenommen. Die Übertragungsfunktion v_m/v_{st} repräsentiert ein passives Isolierungsverhalten der Lagerung. Die Messergebnisse für das Lagerelement mit 100 g Masse sind in Abb. 4.24 dargestellt.

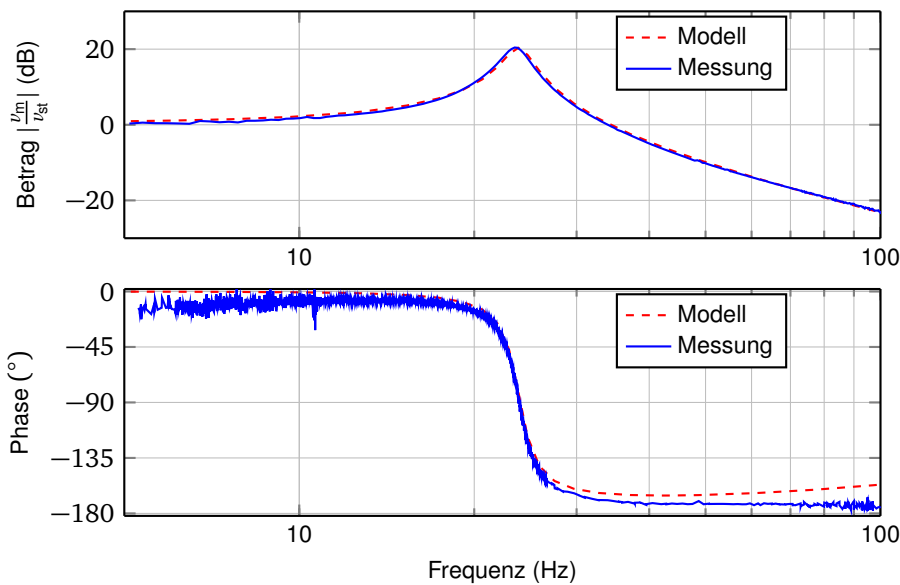


Abbildung 4.24: Passive Isolierungsfunktion des Lagerelementes mit der Masse von 100 g, Messung und identifiziertes Modell (Gl. 4.53).

Unterhalb der Resonanzfrequenz $f_r = 23,7$ Hz werden alle Störungen an die Masse übertragen. Direkt nach der Resonanzüberhöhung werden die Störungen mit 40 dB pro Dekade gedämpft. Erst ab der Frequenz von ca. 250 Hz führt eine Nullstelle des Zählerpolynoms zu einer Reduzierung der Steigung auf 20 dB pro Dekade. Die Messergebnisse zeigen, dass die passive Isolierungsfunktion dem Modell des Kelvin-Voigt-Körpers entspricht (Gl. 1.4)

$$\frac{v_m(s)}{v_{st}(s)} = \frac{\frac{c_0}{m}s + \frac{k_{dyn}}{m}}{s^2 + \frac{c_0}{m}s + \frac{k_{dyn}}{m}}. \quad (4.52)$$

Die im Relaxationsversuch ermittelten Maxwell-Körper können bei der dynamischen Anregung ab 1 Hz vernachlässigt werden. Ausgehend von der Übertragungsfunktion werden die Werte für die Dämpfungskonstante c_0 und die dynamische Federkonstante k_{dyn} identifiziert

$$\frac{\nu_m(s)}{\nu_{st}(s)} = \frac{15,31s + 23950}{s^2 + 15,41s + 22520}, \quad c_0 = 1,541 \text{ Ns/m}, \quad k_{\text{dyn}} = 2252 \text{ N/m}. \quad (4.53)$$

Die ermittelte dynamische Federkonstante ist annäherungsweise mit den Werten aus dem Relaxationsversuch (Tab. 4.6) vergleichbar. Die Abweichung kommt vermutlich aufgrund der verzögerten Anregung bei dem Relaxationsversuch zustande.

4.8.3 Statische Übertragungsfunktion des aktiven Lagerelements

Als nächstes wird das statische Verhalten zwischen der elektrischen Hochspannung U_H und der Auslenkung z_m der Lagerung charakterisiert. An die Lagerung wird eine Masse von 100 g positioniert. Dann wird der DESA an die Hochspannung angeschlossen und in 10V-Schritten erhöht. Die Schrittdauer beträgt 100 ms. Die Bewegung der Masse z_m wird mit dem Laser-Triangulator erfasst (Abb. 4.25). Der Verlauf der Übertragungsfunktion kann vereinfacht mit dem Polynom 2. Ordnung approximiert werden, welches aus dem Kräftegleichgewicht zwischen der Federkraft und der elektrostatischen Kraft unter Vernachlässigung der Dickenänderung Δz hergeleitet wird (Gl. 3.16)

$$k_0 z_m = K_u \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A_{xy}}{z_0^2} U_a^2. \quad (4.54)$$

Die Variable K_u bildet einen Umrechnungsfaktor zwischen der Stauchung einer Dielektrikumsschicht Δz und der vertikalen Auslenkung der aktiven Lagerung z_m und einem Verlustfaktor, der nichtkontaktierte Elektroden beschreibt. Gl. 4.54 wird nach z_m umgestellt und das Polynom 2. Ordnung beträgt

$$z_m = K_u \frac{1}{k_0} \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A_{xy}}{z_0^2} a_2 U_a^2. \quad (4.55)$$

Das Modell mit dem Polynom 2. Ordnung weicht von den Messergebnissen ab, deswegen wird es erweitert zu

$$z_m = K_u \frac{1}{k_0} \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A_{xy}}{z_0^2} (a_4 U_a^4 + a_3 U_a^3 + a_2 U_a^2). \quad (4.56)$$

Das neue Modell 4. Ordnung (Gl. 4.56) beschreibt genauer die statische Auslenkung der Lagerung in Abhängigkeit von der elektrischen Spannung, weil mit dem Polynom höherer Ordnung die Stauchung der einzelnen Dielektrikumsschichten und das hyperelastische E-Modul abgebildet werden. Die Ergebnisse der Schätzung der Variablen der Polynome sind in Tab. 4.7 dargestellt.

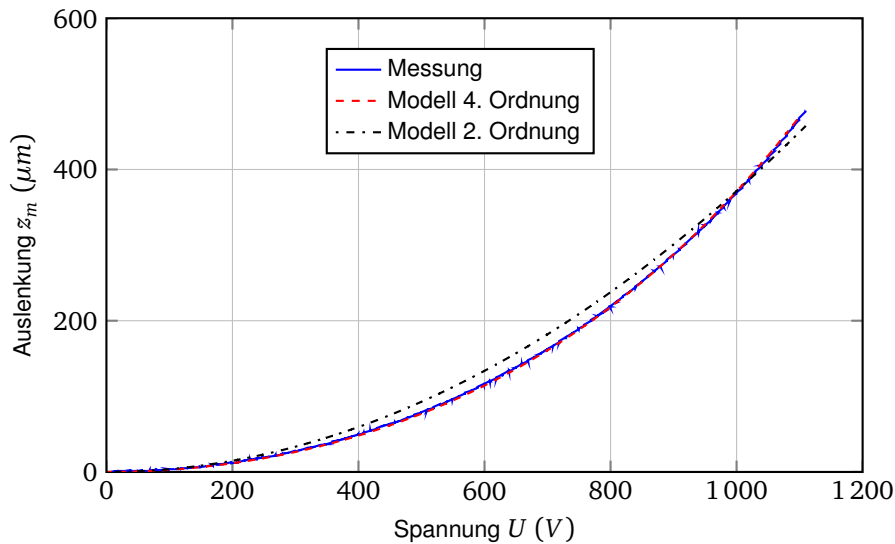


Abbildung 4.25: Statische elektrische Spannung-Auslenkungs-Kennlinie, Messung und geschätzte Modelle. Aktor mit einem Gewicht von 100 g.

Tabelle 4.7: Mit dem MATLAB Tool *cftool* identifizierte Parameter der elektrischen Weg-Spannungs-Kennlinie (Abb. 4.25).

Polynom	K_u	$a_4 \left(\frac{1}{V^2}\right)$	$a_3 \left(\frac{1}{V}\right)$	a_2
2. Ordnung	0,046	0	0	1
4. Ordnung	0,036	$2,87 \cdot 10^{-7}$	$8,12 \cdot 10^{-6}$	1

4.8.4 Dynamisches Modell des aktiven Lagerelements

Nachdem einzelne Teile des Modells identifiziert sind, werden diese vereint. In Abb. 4.26 ist das gesamte dynamische Modell des aktiven Lagerelements abgebildet. Mit dem elektrischen Teil werden die Gesamtkapazität des DESA und Serien- und Kontaktwiderstände der Aktorelektroden abgebildet. Mit dem mechanischen Teil wird das dynamische Verhalten der in der Halterung des Lagerelements eingeschlossenen Luft und des DESA abgebildet. Für die Validierung des aktiven Stranges des Modells wird an die aktive Lagerung die Gleitsinus-Spannung mit dem Gleichanteil von 700 V im Frequenzbereich 1-100 Hz angelegt. Auf das Lagerelement wird das Gewicht von 100 g gesetzt und deren Auslenkung um den Arbeitspunkt erfasst. Parallel dazu wird das Modell der aktiven Lagerung in MATLAB / Simulink implementiert und die Simulation durchgeführt. Die Validierungsergebnisse sind in Abb. 4.27 und in Abb. 4.28 dargestellt. In Abb. 4.27 ist der zeitliche Verlauf der Auslenkung z_m der Masse abgebildet. Das ermittelte Modell unterschätzt die Auslenkung der aktiven Lagerung um wenige μm .

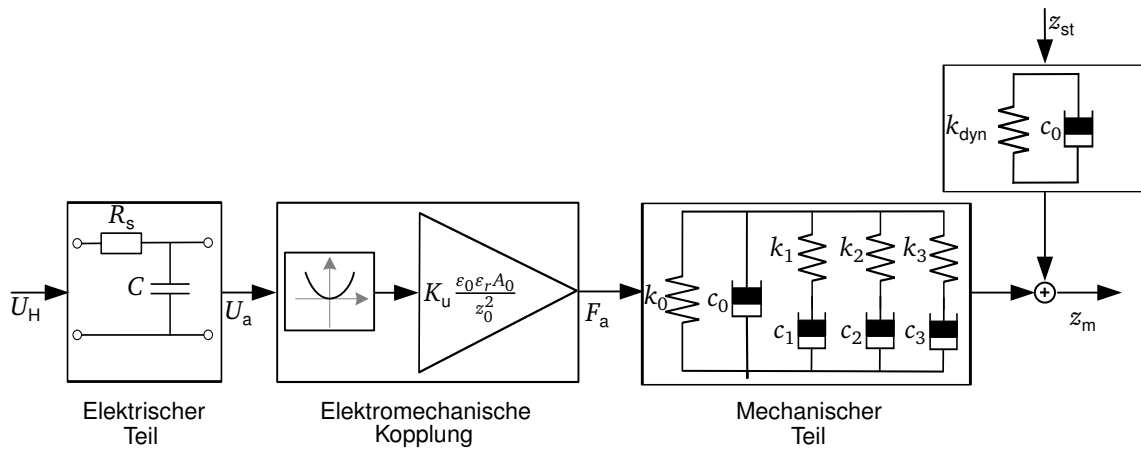


Abbildung 4.26: Blockschaltbild des Modells des aktiven Lagerelements.

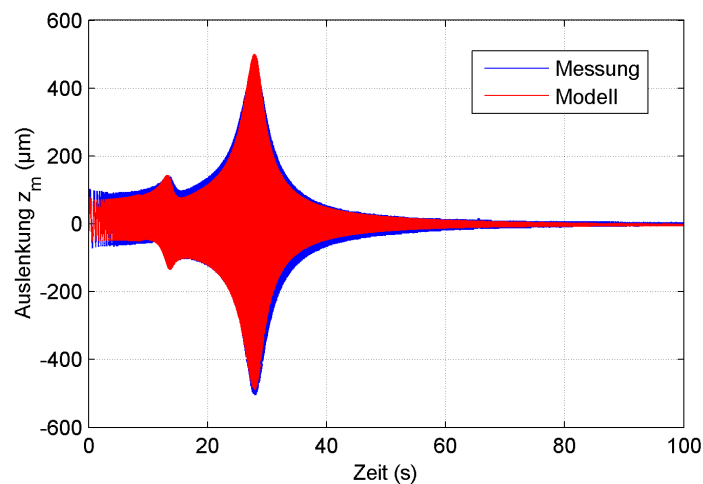


Abbildung 4.27: Validierung des Modells der aktiven Lagerung. Zeitlicher Verlauf der Auslenkung z_m um den Arbeitspunkt bei der Gleitsinus-Anregung mit der Steigung $\frac{\Delta f}{\Delta t} = \frac{5}{6} \frac{\text{Hz}}{\text{s}}$.

Im zeitlichen Verlauf der Auslenkung z_m ist der Anstieg der ersten harmonischen Frequenz im Bereich um $0,5f_r$ erkennbar (Abb. 4.27), welcher durch die mechanische Resonanz (Gl. 4.31) hervorgerufen wird. Die nichtlinearen Überhöhungen durch 2. und 3. harmonische Frequenzen, die durch das Polynom 4. Ordnung erzeugt werden, sind kaum wahrnehmbar. Die experimentellen Ergebnisse für die Kompensation der ersten harmonischen Frequenz werden im nachfolgenden Absatz erläutert. In Abb. 4.28 sind Betrag und Phase von Modell und Messung dargestellt. Auch im Frequenzbereich ist eine gute Übereinstimmung zwischen dem Modell und der Messung beobachtbar.

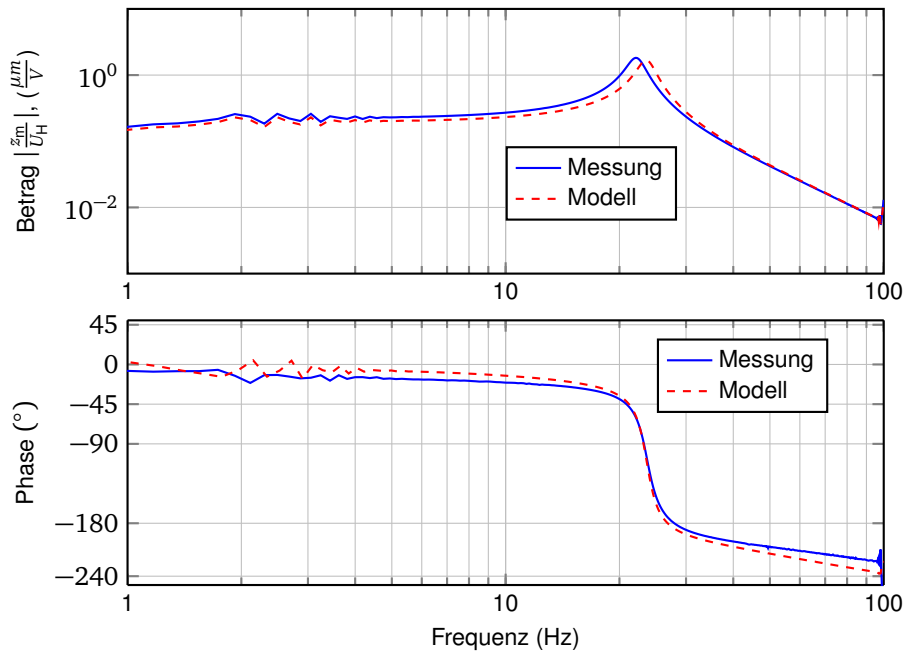


Abbildung 4.28: Validierung des Modells der aktiven Lagerung. Übertragungsfunktion $\frac{z_m}{U_H}$: Betrag und Phase. Höhere harmonische Frequenzen, die durch das Nicht-linearität im DESA verursacht sind, werden in der Übertragungsfunktion nicht abgebildet.

Insgesamt sind drei aktive Lagerungen aufgebaut und deren identifizierte Modellparameter ausgewertet worden (Tab. 4.8). Es werden geringfügige Abweichungen der mechanischen Parameter ersichtlich, die durch den Herstellungsvorgang hervorgerufen sind.

Tabelle 4.8: Parametervergleich drei verschiedener Lagerungen.

	Einheiten	Aktor 1	Aktor 2	Aktor 3
Resonanzfrequenz f_r	Hz	23,7	21,6	22,8
dynamische Federsteifigkeit k_{dyn}	N/m	2252	1850	2052
statische Federsteifigkeit k_0	N/m	1656	1451	1590
Dämpfungskonstante c_0	Ns/m	1,54	1,63	1,56
Dämpfungsfaktor D_c	-	0,051	0,06	0,054

Stattdessen variieren die elektrischen Parameter deutlich stärker. Am besten ist es anhand der ausgerechneten elektrischen Wirkleistungen P_{el} und Wirkungsgrade η der einzelnen Aktoren zu sehen. (Abb. 4.29), die nach der theoretischen Überlegung aus Kap. 4.5 berechnet sind.

Im ganz niedrigen Frequenzbereich unterhalb 1 Hz verhält sich der Aktor kapazitiv mit dem Phasenwinkel $\varphi \approx 90^\circ$. Es treten geringe elektrische Verluste auf; deswegen wird ein relativ hoher Wirkungsgrad erreicht. Mit der steigenden Frequenz verhält sich der Kondensator wie ein Kurzschluss und die elektrische Impedanz hängt nur von dem seriellen Widerstand ab. Folglich steigen die elektrischen Verluste und der Wirkungsgrad der

aktiven Lagerung nimmt ab. Bei der mechanischen Resonanzfrequenz steigt der Wirkungsgrad wieder an. Danach fällt er aufgrund mechanischer und elektrischer Verluste rasant ab.

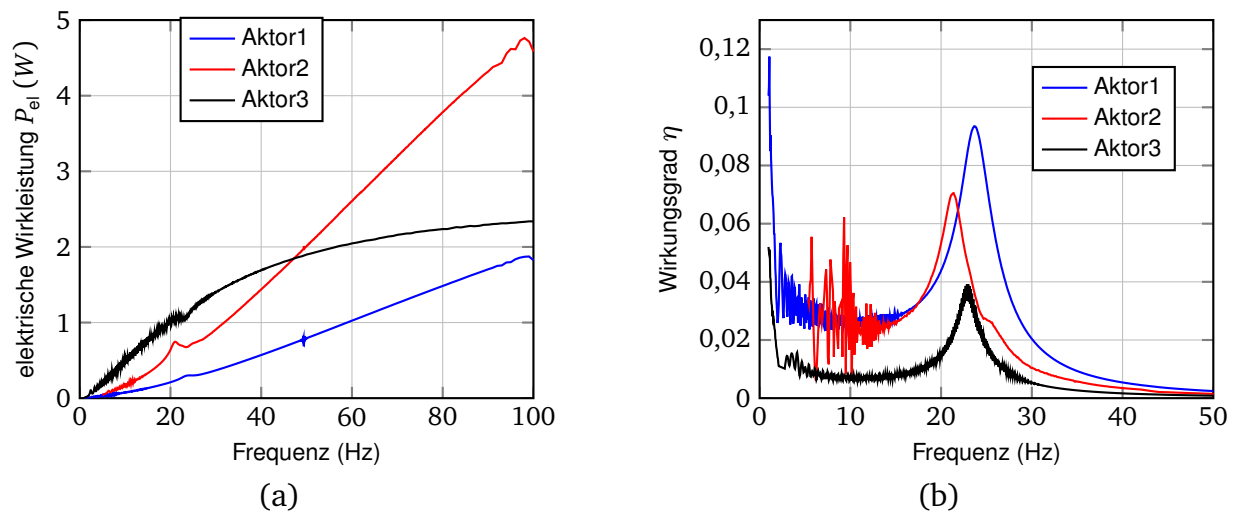


Abbildung 4.29: Vergleich der Wirkungsgrade der drei untersuchten aktiven Lagerungen über den Frequenzbereich 1-100 Hz. Ansteuerspannung der Aktoren $U_H(t) = 700 \text{ V} + 300 \text{ V} \sin(\omega t)$. a) Aufgenommene elektrische Wirkleistung, b) Wirkungsgrad η .

In Abb. 4.30 ist ein Wärmebild eines DESA dargestellt, welches mit der *FLIR SC655* Wärmebildkamera aufgenommen sind. Aufgrund des hohen Kontaktierungswiderstandes wird in den Kontaktierungsbereichen ein deutlicher Temperaturanstieg beobachtet. Die Temperatur steigt bis auf 90 °C. Außerdem werden nicht alle Elektrodenbereiche gleichmäßig durchströmt.

Es werden zahlreiche Versuche unternommen die Kontaktierung der Aktoren zu verbessern [139, 103]. Aber die Ergebnisse zeigen, dass es nicht ausreichend ist nur an der Verbesserung der Kontaktierung zu arbeiten, sondern der Herstellungsprozess muss verändert werden, um die elektrischen Verluste zu senken.

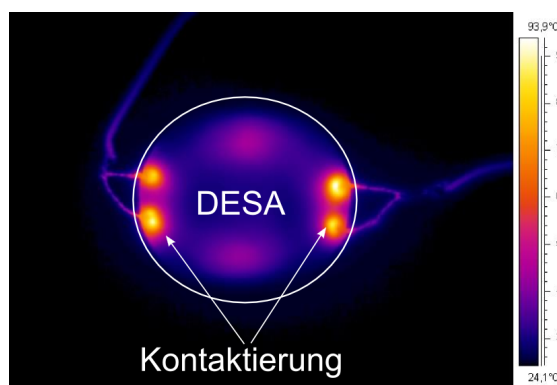


Abbildung 4.30: Das Wärmebild eines DESA. Ansteuerung: Sinusspannung mit Amplitude von 700 V und Frequenz 200 Hz.

4.8.5 Ansätze für die Kompensation der unerwünschten Oberschwingungen

In Kap. 4.4 wurden die theoretischen Ansätze für die Ansteuerung der aktiven Lagerung behandelt, die jetzt an dem realen System analysiert werden. Die Ansteuerung der Lagerung mit dem Gleitsinussignal zeigt (Abb. 4.27), dass insbesondere in der Nähe von $0,5f_r = 12$ Hz die höheren harmonischen Anteile zum Vorschein kommen. Deshalb wird das dynamische Verhalten der aktiven Lagerung bei der Frequenz von 12 Hz in der Abhängigkeit von dem Ansteuersignal ausgewertet.

Als Erstes wird an die Lagerung die Wechselspannung ohne Gleichanteil mit der Amplitude von 1000 V und der Frequenz von 6 Hz angelegt. Außer einer erwarteten Grundschwingung des Stellweges z_m bei 12 Hz wird eine Oberschwingung bei 24 Hz beobachtet (Abb. 4.31a-b), die durch mechanische Resonanz verstärkt wird.

Eine ähnliche Wirkung der mechanischen Resonanz ist auch bei der Ansteuerung der Lagerung mit der elektrischen Spannung $U_H(t) = 700 \text{ V} + 300 \text{ V} \sin(\omega t)$ und 12 Hz ersichtlich. Die Kompensation der unerwünschten Oberschwingungen wird nur durch das Einsetzen einer Umkehrfunktion (Wurzelfunktion) erreicht. Die unerwünschte Oberschwingung wird fast vollständig kompensiert (Abb. 4.31e-f). Der Nachteil dieses Verfahrens ist, dass die Generierung des Ansteuersignals aufwendiger wird, verglichen mit anderen Ansteuersignalen.

Wie die dynamische Analyse der aktiven Lagerung gezeigt hat, reicht in den meisten Fällen eine Ansteuerspannung bestehend aus dem Gleichanteil und der Wechselspannung. Für eine bessere Kompensation der Oberschwingungen kann die Amplitude der Wechselspannung reduziert werden, oder es muss das Design der Lagerung optimiert werden, um die Resonanzüberhöhung zu minimieren.

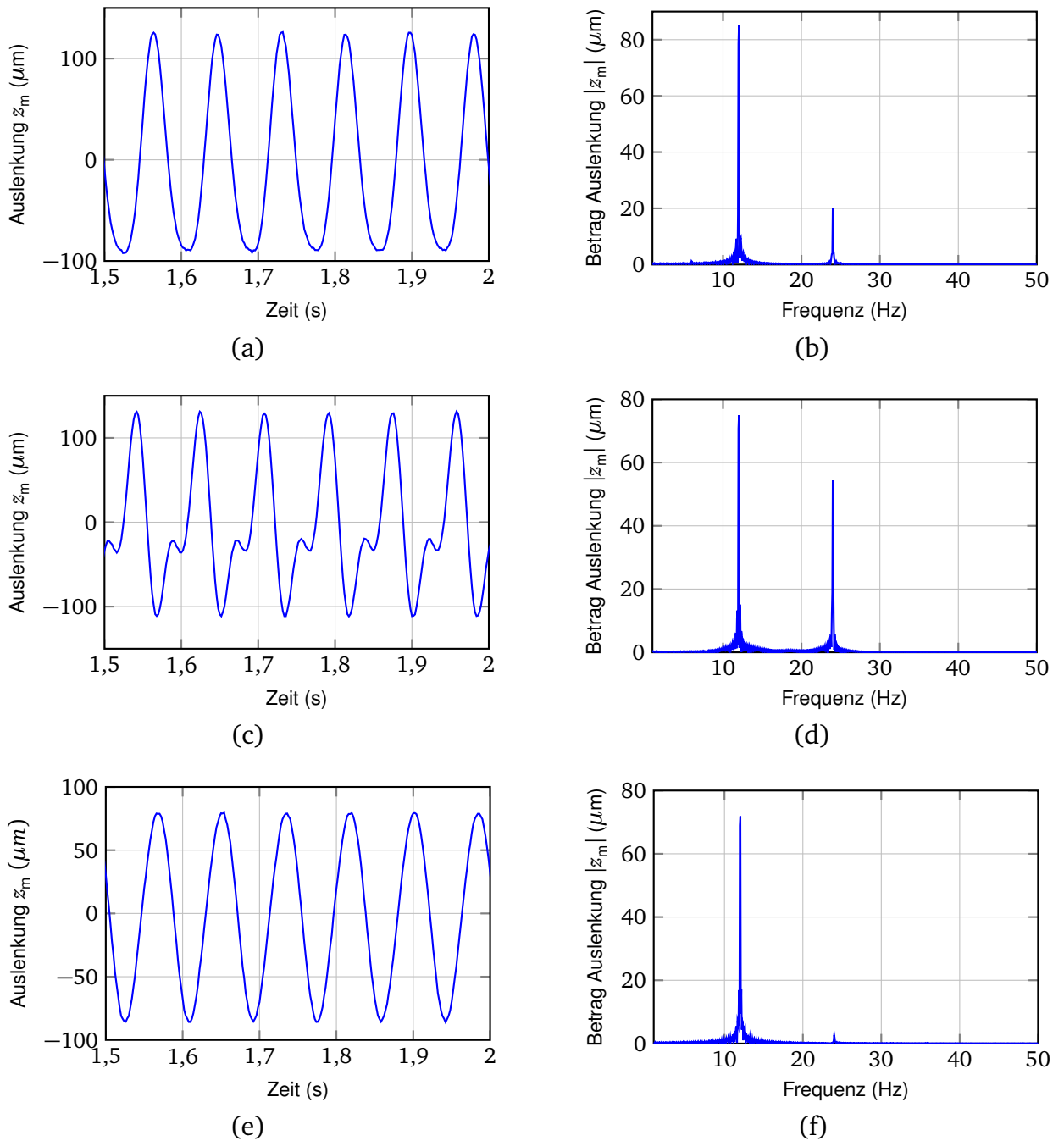


Abbildung 4.31: Kompensation der unerwünschten Oberschwingungen a) Zeitlicher Verlauf der Auslenkung z_m (ohne Gleichanteil) bei der Eingangsspannung $U_H(t) = 1000 \text{ V} \sin(\omega t)$ mit 6 Hz, b) Frequenzspektrum der Auslenkung aus der linken Abbildung, c) Zeitlicher Verlauf der Auslenkung z_m bei der Eingangsspannung $U_H(t) = 700 \text{ V} + 300 \text{ V} \sin(\omega t)$ mit 12 Hz, d) Frequenzspektrum der Auslenkung aus der linken Abbildung, e) Zeitlicher Verlauf der Auslenkung z_m bei der Eingangsspannung $U_H(t) = \sqrt{500 \text{ V} + 400 \text{ V} \sin(\omega t)}$ mit 12 Hz, d) Frequenzspektrum der Auslenkung aus der linken Abbildung.

4.8.6 Einfluss des Luftdrucks auf die mechanischen Eigenschaften der Lagerung

Ein weiterer Einflussparameter auf die mechanischen Eigenschaften der aktiven Lagerung ist die in der Halterung eingeschlossene Luft. Die Änderung des Luftdruckes beeinflusst sowohl die statischen als auch dynamischen Eigenschaften der Lagerung.

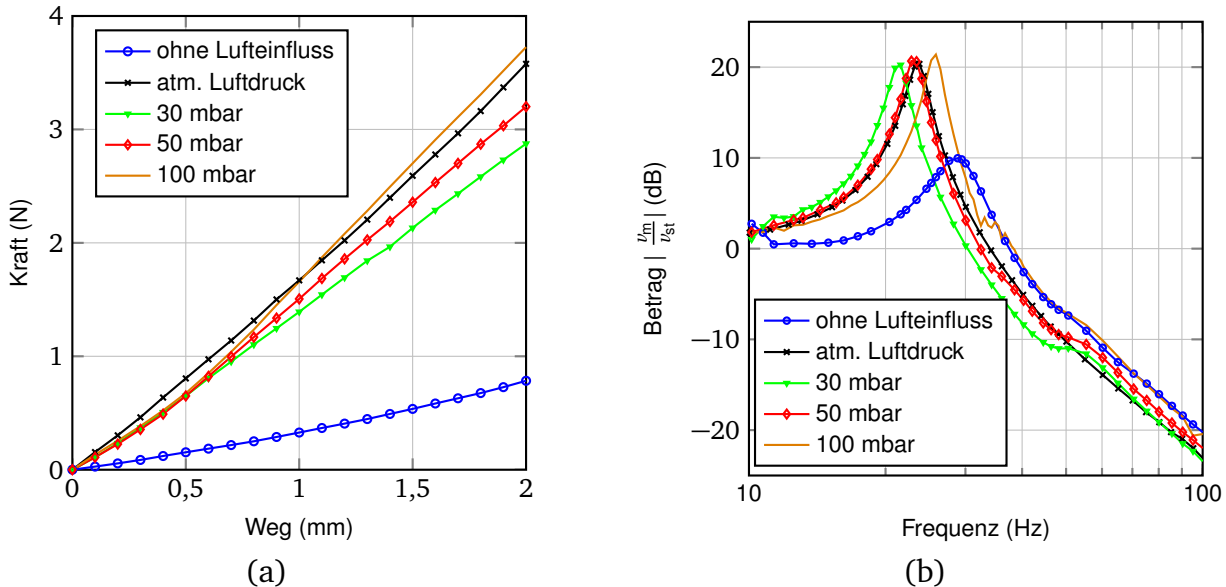


Abbildung 4.32: Einfluss des Luftdruckes in der Halterung des Lagerelements auf das mechanische Verhalten. a) Kraft-Weg-Kennlinie. b) Übertragungsverhalten der Lagerung.

An der Seite der Halterung wird eine Öffnung durchgebohrt, über die der Luftdruck im Inneren eingestellt werden kann. Die Auswertung der statischen und dynamischen Messungen ist in Abb. 4.32 präsentiert. Wenn die Luft aus der Halterung uneingeschränkt ausströmen kann, hängen die mechanischen Eigenschaften des Lagerelements nur von der Membran (DESA) ab (Abb. 4.32, Kennlinie: ohne Lufteinfluss). Dabei sinkt die statische Federkonstante k_0 auf 392 N/m, stattdessen steigt die dynamische Federkonstante auf $k_{dyn} = 3283$ N/m. Die Erhöhung des Luftdruckes im Inneren der Halterung gegenüber dem Normaldruck führt zur Wölbung der Membran nach außen. Es wird aber keine klare Änderung der statischen und dynamischen Eigenschaften beobachtet, was auch annäherungsweise den Ergebnissen aus Gl. 4.11 entspricht. Folglich ist die aktive Lagerung mit eingeschlossener Luft mit atmosphärischem Druck am einfachsten herstellbar und bietet beste mechanische Eigenschaften für die untersuchte Anwendung.

4.9 Aktive Lagerung mit parallel geschalteten DESA

Die entwickelte Konstruktion der aktiven Lagerung erlaubt die Parallelschaltung mehrerer DESA für die Vergrößerung der dynamischen und statischen Stellkraft. In Abb. 4.33 ist die aktive Lagerung mit zwei parallel geschalteten Aktoren dargestellt. In der Mitte jedes Aktors ist ein Loch gestanzt und die beide Aktoren werden mit einer Welle zusammenge-

halten. Dadurch wird eine planare Kippung der Lagerung unterbunden und ein vertikaler Hub wird generiert. Beide DESA werden mit gleicher Wechsellspannung angesteuert.

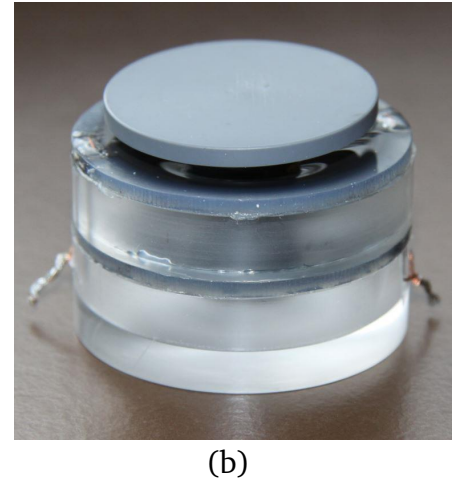
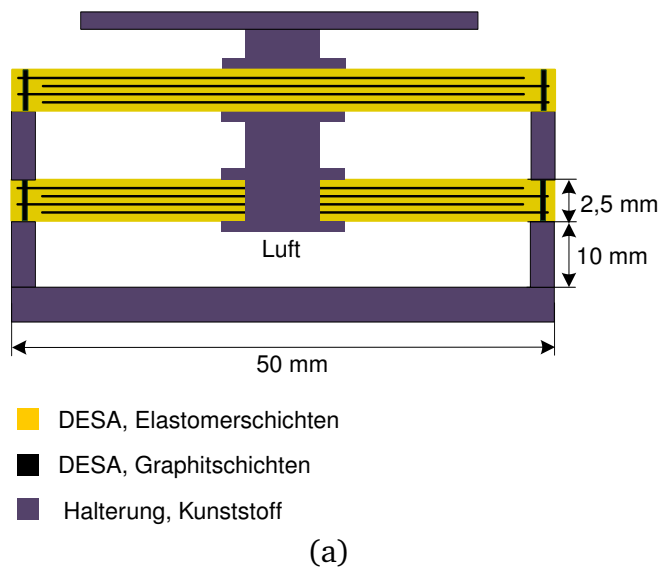


Abbildung 4.33: Aktive Lagerung mit zwei parallel geschalteten DESA für die Vergrößerung der Stellkraft. a) Skizze, b) Foto der aufgebauten aktiven Lagerung.

4.10 Fazit

In diesem Kapitel wurde der Entwurf und die messtechnische Charakterisierung der aktiven Lagerung vorgestellt. Die neu entwickelte aktive Lagerung besteht aus einem DESA, welcher nur am Rand mit der Halterung verbunden ist und sich dadurch frei lateral verformen kann. In dieser Konstruktion wird sowohl die Stauchung der einzelnen Dielektrikumsschichten als auch die laterale Dehnung für die Erzeugung des vertikalen Hubes ausgenutzt. Verglichen mit der theoretischen Stauchung eines 50-schichtigen DESA (Tab. 4.1) erreicht das entwickelte Lagerelement eine um Faktor 4 höhere vertikale Auslenkung.

Im neuen Design der Lagerung werden die Eigenschaften der Luftfederung und des DESA vereint, wodurch in der entworfenen aktiven Lagerung keine signifikante Versteifung im dynamischen Betrieb stattfindet, was besonders für die passive Isolierung wichtig ist. Die neue Konstruktion der Lagerung kann durch die Parallelschaltung mehrerer DESA für die Erzeugung höherer dynamischer und statischer Kräfte erweitert werden.

Die durchgeführte messtechnische Auswertung und die Modellbildung der Lagerung erlauben die Durchführung der FEM-Simulation und den Entwurf einer modellbasierten Regelung. Die kritischen Punkte der entwickelten aktiven Lagerung sind die Kontaktierung und der elektrische Widerstand der Elektroden, die die Einsatzmöglichkeiten der aktiven Lagerung negativ beeinflussen und den Wirkungsgrad des Systems reduzieren.



5 Optimierung der aktiven Lagerung mit FEM

Aufgrund der schnellen Entwicklung der Rechnersysteme können die analytischen Berechnungen, die die Lösung komplexer Differentialgleichungen (DGL) erfordern, durch die Finite-Elementen-Methode (FEM) ersetzt werden. Mit der FEM wird ein Körper in kleine Elemente diskretisiert und die DGL werden für jedes Element numerisch gelöst. Die Elemente sind miteinander über Knoten verbunden. Abhängig von dem Typ des Elements enthalten die Knoten unterschiedliche Freiheitsgrade. Die FEM ist ein Näherungsverfahren; deswegen sind die Ergebnisse um so genauer, je höher die Anzahl der Elemente ist. In dieser Arbeit wird ANSYS 14.5 Workbench für die Simulation und Optimierung der DESA eingesetzt. ANSYS bietet die Möglichkeit eine gekoppelte elektromechanische Simulation durchzuführen. Sie kann auf zwei Wegen realisiert werden, entweder wird direkt das Kräftegleichgewicht zwischen elektrischen und mechanischen Teilsystemen berechnet, oder es werden nacheinander elektrische und mechanische Teilsysteme gelöst und iterativ das Kräftegleichgewicht bestimmt [93]. Weiter wird für die Simulation der aktiven Lagerung die direkte Methode eingesetzt.

Die FEM-Simulation wird verbreitet für den Entwurf oder die Optimierung der DEW eingesetzt [43, 104, 105, 106, 85, 86]. Meistens handelt es sich um statische Modelle. In dieser Arbeit wird im ersten Schritt im vorherigen Kapitel vorgestelltes aktives Lagerelement simuliert und mit den Messergebnissen validiert, um das FEM-Modell zu überprüfen. Dafür werden statische, transiente und modale Simulationen des Lagerelements durchgeführt. Im zweiten Schritt wird die Form des aktiven Lagerelements optimiert und neue Entwürfe der Lagerung werden untersucht.

5.1 Beschreibung der FEM-Simulation

Für die Simulation der aktiven Lagerung werden aus den Relaxationsversuchen ermittelte viskoelastische Materialparameter einzelner Komponenten verwendet (Tab. 4.4). Voruntersuchungen zeigen, dass die aktive Lagerung als ein 2D-Modell mit der Symmetrieachse in der Mitte der Lagerung simuliert werden kann. Sie bietet die gleiche Genauigkeit wie ein 3D-Modell, aber die Anzahl der Elemente wird deutlich reduziert und folglich die Rechenzeit verkürzt. In dem 2D-Modell kann nur das Verhalten der Lagerung unter dem Einfluss von in z-Richtung gerichteter Kräfte untersucht werden. Das FEM-Modell der aktiven Lagerung ist in Abb. 5.1 dargestellt.

Die aktiven Aktorbereiche werden durch die gekoppelten Elemente von Typ *PLANE223* beschrieben. Die Knoten dieses Elements haben drei Freiheitsgrade: Verschiebungen in x- und y-Richtungen und elektrische Spannung. In diesen Elementen wird das Gleichgewicht zwischen elektrostatischen und mechanischen Kräften direkt berechnet. Die Dicke der gekoppelten Elemente entspricht der Dicke der Dielektrikumschicht. Die Experimente haben gezeigt, dass die feinere Auflösung keine Genauigkeitserhöhung mit sich bringt, nur die Rechenzeit wird drastisch erhöht. Das Gleiche gilt auch für die Elektroden-schichten. Die passiven Silikonbereiche sind durch das mechanische *PLANE183* Element nachgebildet. Weiter wird in der Halterung eingeschlossene Luft durch das hydrostatische Fluid *HSFLD241* beschrieben. Der Druck und das Volumen der Luft werden anhand

der allgemeinen Zustandsgleichung für ideale Gase bestimmt. In der Simulation wird der Temperatureinfluss nicht berücksichtigt.

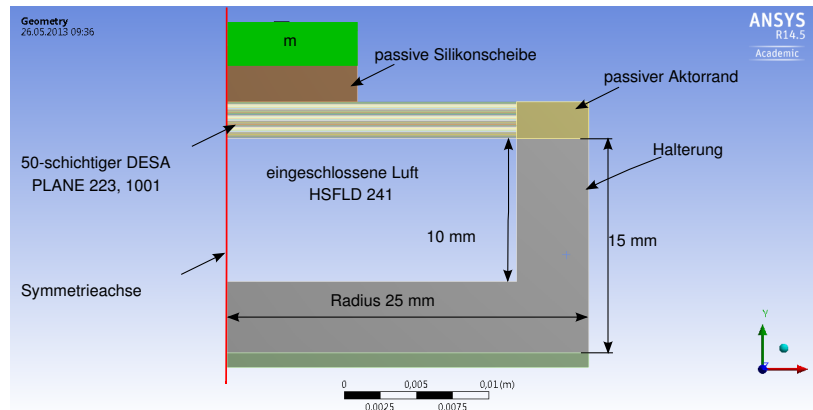


Abbildung 5.1: 2D-Modell des aktiven Lagerelements auf Basis von DESA, das in der ANSYS Software aufgebaut ist.

Das FEM-Modell bietet einen tieferen Einblick in die Funktion einzelner Komponenten verglichen mit den Messergebnissen. Dadurch können die im Inneren ablaufenden Prozesse besser verstanden und die Optimierung des Designs vorgenommen werden. Allerdings unterliegt das in ANSYS erstellte Modell einigen Einschränkungen. Der Kontaktwiderstand und der Elektrodenwiderstand können in der gekoppelten Simulation nicht berücksichtigt werden. Der Aktor verhält sich wie ein idealer Kondensator. Stattdessen kann die Anzahl der kontaktierten Schichten beliebig verändert werden. Des Weiteren wird das hyperelastische Elastizitätsmodul des Elastomers bei dieser Simulation vernachlässigt.

5.2 FEM-Simulation der aktiven Lagerung

Die durchgeführten Simulationen werden möglichst nah an die Messexperimente angenähert, um valide Ergebnisse zu erhalten.

Statische Simulation

In der statischen FEM-Simulation wird die statische Federsteifigkeit der Lagerung überprüft. In der Simulation wird genau wie in der Messung die mechanische Kraft vertikal zur Fläche der Silikonscheibe in der Mitte des Aktors eingeleitet und die vertikale Auslenkung aufgenommen. Da die Messung sehr langsam abläuft, werden in der Simulation die viskoelastischen Parameter des Silikons vernachlässigt. In Abb. 5.2a sind die Kraft-Weg-Kennlinien der Messung und Simulation dargestellt. Die Simulation bildet sehr gut das statische passive Verhalten der Lagerung ab.

Als Nächstes wird das statische Aktorverhalten ausgewertet. In Abb. 5.2b ist die Auslenkung einer Last von 100 g durch die elektrische Spannung aus dem Arbeitspunkt, welcher

sich durch das Einwirken der Gewichtskraft einstellt, dargestellt. Die Simulation des aktiven Aktors wird aufgrund einer nicht eindeutig bekannten Anzahl der kontaktierten Elektrodenschichten erschwert. Unter der Annahme, dass 39 Elektrodenschichten kontaktiert sind, wird eine hohe Übereinstimmung mit den Messergebnissen erreicht. Laut Simulation beträgt die maximale theoretisch mögliche Auslenkung der Masse $548 \mu\text{m}$. Daraus kann der ideale Umrechnungsfaktor $K_u = 0,052$ bestimmt werden (Gl. 4.56).

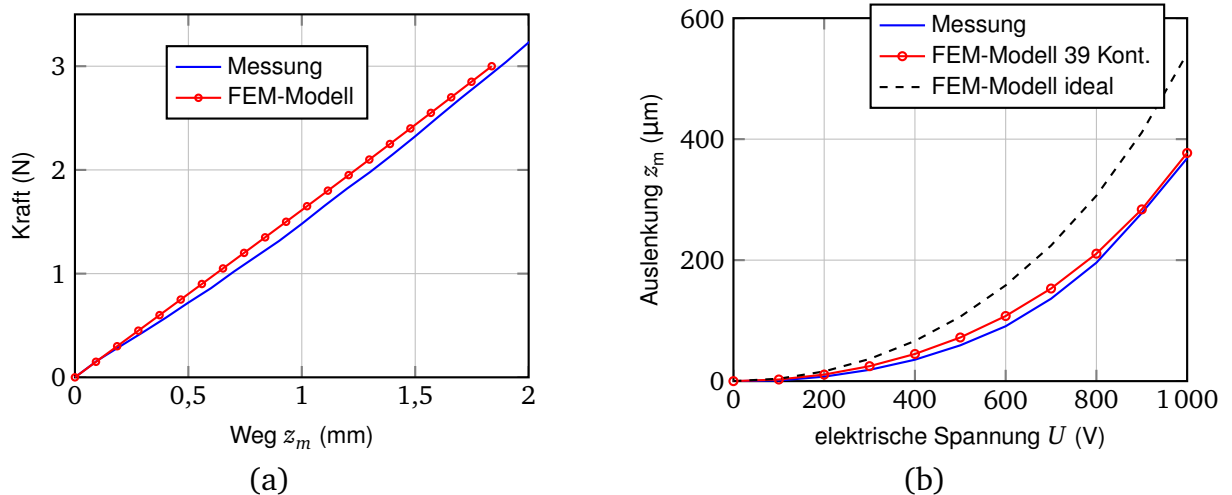


Abbildung 5.2: Vergleich Simulationsergebnisse mit Messungen. a) Kraft-Weg-Kennlinie, die durch das Einwirken einer mechanischen Kraft verursacht wird. b) Statische elektrische Spannung-Weg-Kennlinie. Der Aktor befindet sich im Arbeitspunkt, welcher sich durch das Einwirken des 100 g-Gewichts einstellt.

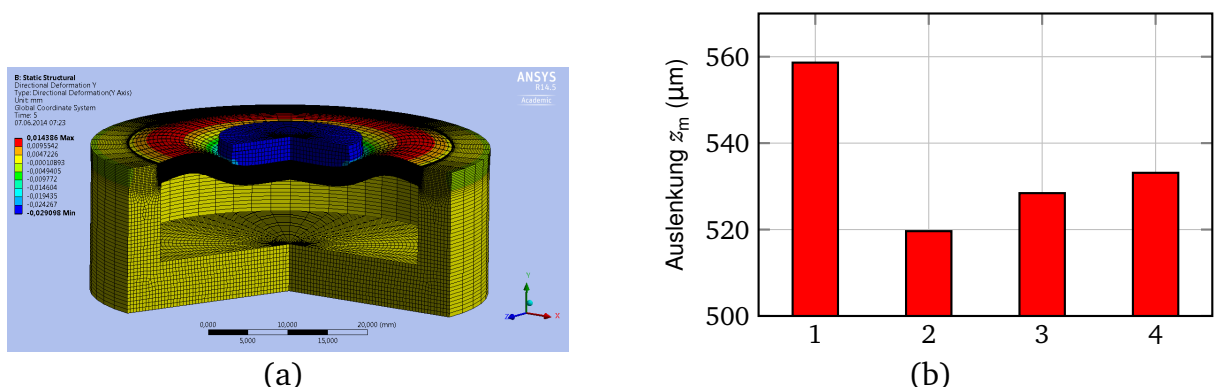


Abbildung 5.3: a) Zum 3D-Körper vervollständigte 2D-Simulation der aktiven Lagerung. b) Einfluss der Position unkontaktierter Elektrodenschichten auf die statische Auslenkung der Lagerung. (1) Alle Elektroden sind kontaktiert, ideales Verhalten, (2) Zwei obere Elektrodenschichten sind nicht kontaktiert, (3) Zwei mittlere Elektrodenschichten sind nicht kontaktiert, (4) Zwei untere Elektrodenschichten sind nicht kontaktiert.

Weiter wird der Einfluss nicht kontaktierter Elektrodenschichten auf die vertikale Auslenkung der Lagerung untersucht. Dafür werden zwei Elektrodenschichten an verschiedenen Stellen im DESA unkontaktiert gelassen und die vertikale Auslenkung ausgewertet. Die Simulationen ergeben, dass die Auslenkung von der Position der nichtkontaktierten Schichten abhängt (Abb. 5.3). Die an der äußeren Oberfläche liegenden Elektrodenschichten beeinflussen am stärksten die vertikale Auslenkung der Lagerung. Folglich gibt es keine allgemeine mathematische Gleichung für die Beschreibung des Aktorverhaltens in Abhängigkeit von den nichtkontaktierten Schichten.

Transiente Simulation

Das dynamische Verhalten der Lagerung wird mit der transienten Simulation validiert. Dafür wird zuerst der Arbeitspunkt, der sich durch das Einwirken der Gewichtskraft einstellt, bestimmt. Danach wird an dem Aktor die elektrische Spannung sprunghaft auf 1000 V erhöht und das Ausschlagen der Masse ausgewertet. Mit der Sprungfunktion werden insbesondere niedrige Frequenzen angeregt (Abb. 4.14). Der Vergleich zwischen den Messergebnissen und der Simulation ist in Abb. 5.4 dargestellt.

Eine gute Übereinstimmung zwischen der Simulation und der Messung wird unter der Annahme erreicht, dass nur 25 Elektroden kontaktiert sind, was deutlich kleiner als bei der statischen Simulation ist. Eine mögliche Ursache dafür ist ein hoher Elektrodenwiderstand, der die Ladungsverteilung verzögert. Theoretisch kann die Geschwindigkeit z_m um den Faktor 2 höher sein. Wie in Abb. 5.4b erkennbar ist, beeinflusst die Anzahl kontaktierter Schichten nicht nur die Amplitude, sondern auch die Resonanzfrequenz, die um 2 Hz verschoben wird.

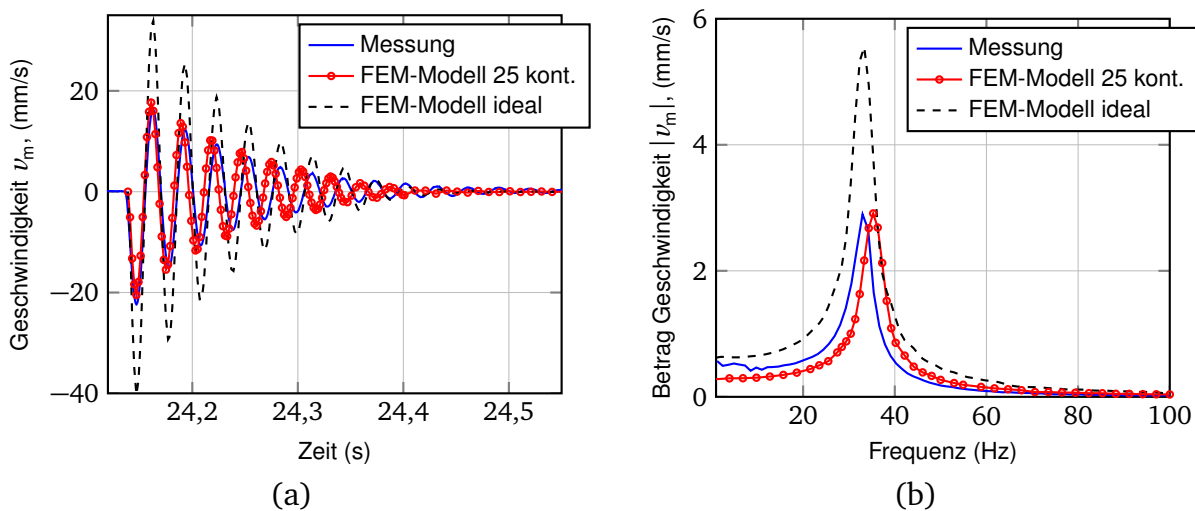


Abbildung 5.4: Vergleich der FEM-Simulation und der Messung. Anregung der aktiven Lagerung mit der Last von 50 g mit der Sprungfunktion $U = 1000 \text{ V}$. a) Zeitlicher Verlauf, b) Spektrum.

Zuletzt wird eine modale Simulation der Lagerung durchgeführt, mit der nur die Position der Resonanzfrequenz ermittelt wird. Auf das Lagerelement werden verschiedene Lasten gesetzt und eine mechanische Anregung an der Halterung in vertikaler Richtung simuliert. Dabei wird eine sehr hohe Übereinstimmung der Simulations- und Messergebnisse erreicht (Tab. 5.1). Die präsentierten Simulationsergebnisse zeigen, dass die FEM-Simulation sich hervorragend für die Analyse des Verhaltens der DEA und die Optimierung von deren Design eignet.

Tabelle 5.1: Modale Simulation, Ermittlung der Resonanzfrequenzen in vertikale Richtung für verschiedene Lasten. Vergleich Simulations- und Messergebnisse.

Last	10 g	20 g	50 g	100 g
Messung f_r (Hz)	66,2	48,9	33,2	22,8
Simulation f_r (Hz)	67,26	49,8	33,6	23,4

5.3 Optimierung des Designs der aktiven Lagerung

Nachdem die FEM-Modelle anhand des vorhandenen Designs der Lagerung validiert sind, wird die Optimierung der Form vorgenommen. Ausgehend von den in Kap. 4 gestellten Anforderungen an die aktive Lagerung sind die Optimierungsziele für die FEM-Simulation definiert:

- Reduzierung der Resonanzüberhöhung,
- Reduzierung der dynamischen Steifigkeit,
- Stellwegvergrößerung.

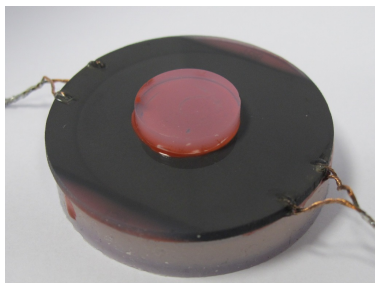
Dafür werden einzelne Geometrieparameter und das Elastizitätsmodul der Halterung verändert und die Simulation des neuen Designs durchgeführt (Tab. 5.2). Als Optimierungskriterien werden die passive Resonanzfrequenz der Lagerung gewählt, die eine Aussage über die dynamische Federsteifigkeit und die Amplitude der Geschwindigkeit aus der Sprunganregung beinhaltet. Die Resonanzfrequenz wird aus der modalen Simulation ermittelt und die Geschwindigkeit der Masse wird mit der transienten Simulation bestimmt. Die Optimierungssimulation wird nach dem Monte-Carlo Verfahren geplant [107]. Die durchgeführten Simulationen zeigen, dass insbesondere der Durchmesser der passiven Silikonscheibe sowohl das passive als auch das aktive Verhalten der Lagerung beeinflusst. Eine Vergrößerung des Durchmessers führt zur Versteifung der Lagerung und die oberen aktiven Aktorschichten werden festgebremst. Folglich steigt die Resonanzfrequenz und der Stellweg sinkt. Die Reduzierung des Durchmessers der Silikonscheibe bewirkt die Abnahme der passiven und dynamischen Steifigkeiten, gleichzeitig verschlechtert sich die Lastverteilung auf die Lagerung. Als Kompromiss wird der Durchmesser der Silikonscheibe auf 18 mm gesetzt und die Dicke der Silikonscheibe auf 4 mm erhöht, dadurch werden die oberen aktiven Silikonschichten des Aktors weniger blockiert. Weiterhin werden das Material

und die Höhe der Halterung ausgewertet. Die Halterung aus Silikon Elastosil P7670 der Fa. Wacker verbessert das passive Isolierungsverhalten der Lagerung ohne Beeinflussung der aktiven Eigenschaften. Die Höhe der Halterung beeinflusst nur minimal das Verhalten der Lagerung, folglich wird die Höhe der Luftkissen auf 5 mm reduziert.

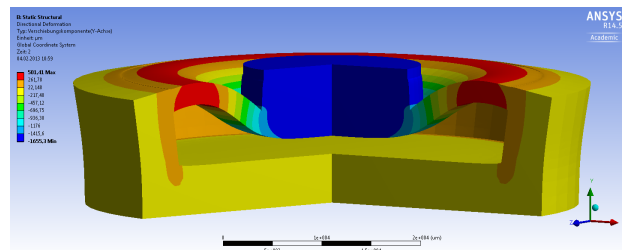
Tabelle 5.2: Mit FEM-Simulation optimierte Parameter der aktiven Lagerung.

	Anfangswert	Ausgewerteter Bereich	Optimierter Wert
Höhe der Luftkissen	10 mm	5-10 mm	5 mm
Material der Halterung	Kunststoff $Y = 2 \text{ GPa}$	158 kPa-2 GPa	Elastosil P7670 $Y = 158 \text{ kPa}$
Durchmesser der passiven Silikon-scheibe	18 mm	10-22 mm	18 mm
Höhe der passiven Silikonscheibe	2 mm	1-6 mm	4 mm

Basierend auf den FEM-Simulationsergebnissen wird die aktive Lagerung mit einem verbesserten Design aufgebaut, das in Abb. 5.5a dargestellt ist. Verglichen mit dem ersten Entwurf besteht diese ausschließlich aus Silikon. Dadurch wird die Konstruktion der Lagerung vereinfacht, weil die einzelnen Komponenten aus flüssigem Silikon gegossen werden können. Zusätzlich können auch die Leiterbahnen im Silikon verlegt werden.



(a)



(b)

Abbildung 5.5: Optimiertes Design des aktiven Lagerelements nach der FEM-Simulation.
a) Foto von dem neuen aktiven Lagerelement, b) FEM-Simulation, Verformung des neuen Lagerelements durch vertikal einwirkende mechanische Kraft.

5.3.1 Charakterisierung des neuen Designs

Die Ergebnisse der messtechnischen Auswertung der neuen aktiven Lagerung sind in Abb. 5.6 präsentiert. Im Vergleich zum vorherigen Entwurf ist die statische Federsteifigkeit k_0 um ein Drittel gesunken (Abb. 5.6a). Gleichzeitig hat sich aber das passive Dämpfungsverhalten der aktiven Lagerung verbessert (Abb. 5.6b), weil die Dämpfungskonstante c_0 zugenommen hat und die dynamische Federsteifigkeit k_{dyn} gesunken ist, was

für die Applikation von großer Bedeutung ist. Zusätzlich verbessern sich auch die aktiven Eigenschaften der Lagerung. Die statische Auslenkung der Lagerung nimmt zu, und im dynamischen Betrieb wird eine höhere Amplitude der Geschwindigkeit erreicht. Die entwickelte Silikonhalterung erlaubt den Aufbau einer aktiven Dämpfungsmatte, die aus einem Netzwerk einzelner Aktoren besteht. Abhängig von der Masse des empfindlichen Gerätes kann die Anzahl der Aktoren variiert werden, um die geforderten Isolierungsanforderungen zu erfüllen. Die wichtigen Parameter des neuen Designs sind in Tab. 5.3 zusammengefasst.

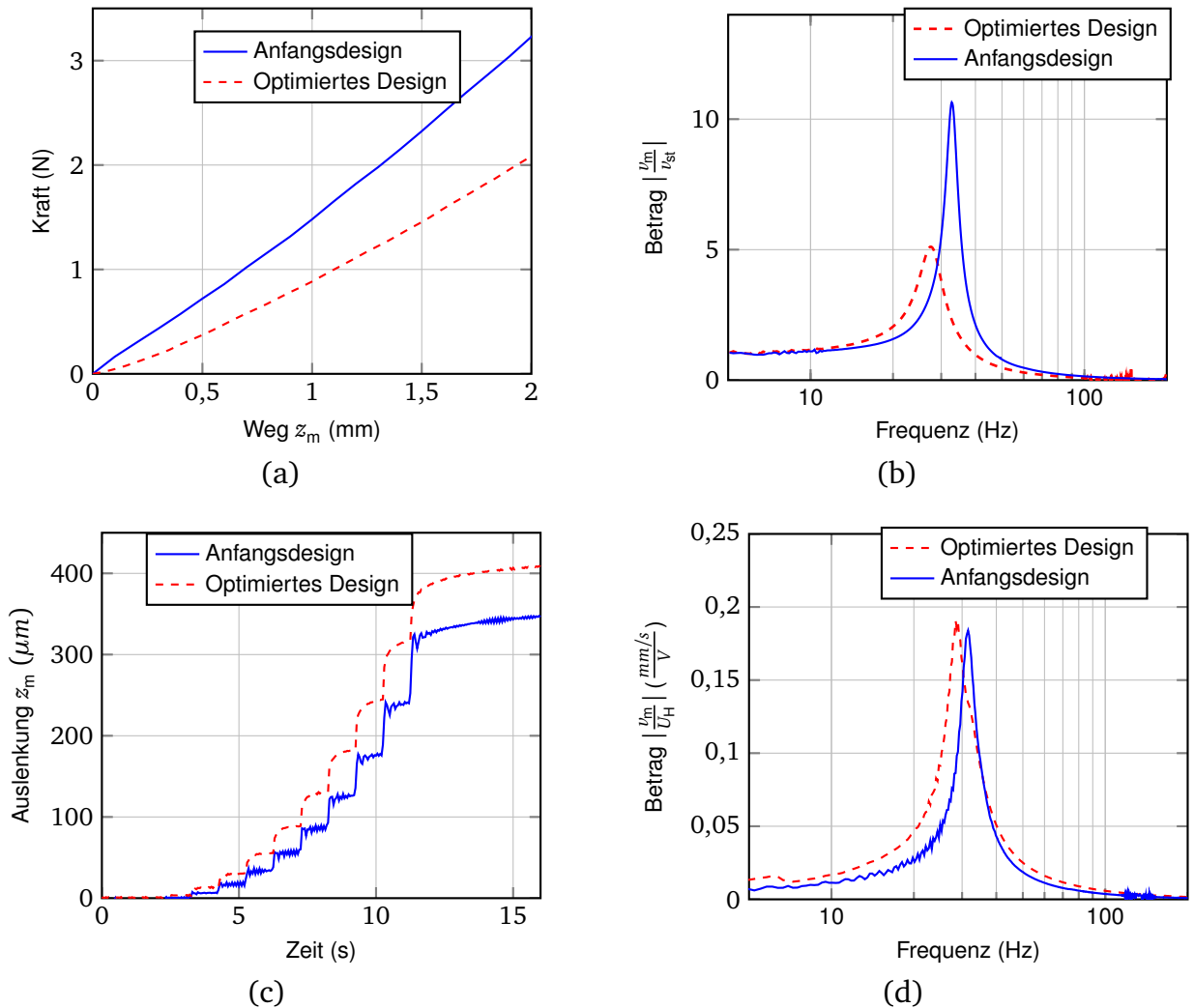


Abbildung 5.6: Messtechnischer Vergleich der im Kapitel 4 entworfenen aktiven Lagerung (Abb. 4.2) mit dem durch die FEM-Simulation optimierten Design der Lagerung. Die Lagerung ist mit einem Gewicht von 50 g belastet. a) Statische Kraft-Weg-Kennlinie. b) Passives Isolierungsverhalten der Lagerung. c) Vertikale Auslenkung der Lagerung in Abhängigkeit von der elektrischen Spannung aus dem Arbeitspunkt. Nach jeder Sekunde wird die Spannung um 100 V bis 1000 V erhöht. d) Dynamische Übertragungsfunktion der Lagerung. Ansteuerspannung des Aktors: Gleitsinus $U_H(t) = 700 V + 300 V \sin(\omega t)$.

Tabelle 5.3: Vergleich des alten und neuen Designs.

	Einheit	altes Design	neues Design
statische Federsteifigkeit k_0	N/m	1656	1021
dynamische Federsteifigkeit k_{dyn}	N/m	2252	1573
Dämpfungskonstante c_0	Ns/m	1,54	1,86
Dämpfungsfaktor D_c	-	0,051	0,1

5.4 Fazit

Die durchgeführte gekoppelte FEM-Simulation bietet einen tieferen Einblick in die Funktion der DESA und der darauf basierenden aktiven Lagerung. Sie erlaubt eine statische und dynamische Analyse der Aktoren und bietet die Möglichkeit, ein ideales Verhalten des Systems zu untersuchen.

Die vorgestellten Simulationsergebnisse der aktiven Lagerung zeigen gute Übereinstimmungen mit den statischen und dynamischen Messergebnissen. Es wurde festgestellt, dass die vertikale Auslenkung der Lagerung von der Position der nicht kontaktierten Elektrodenschichten abhängt. Folglich gibt es keine allgemeine Formel, die den Einfluss nicht kontaktierter Schichten auf das Aktorverhalten beschreibt. Anhand der FEM-Simulation wurde eine Optimierung des Designs der Lagerung vorgenommen, die insbesondere zur Verbesserung des passiven Dämpfungsverhaltens führte. Infolgedessen wurde die Zeit für die Herstellung und die messtechnische Charakterisierung der Prototypen eingespart.

6 Sensorintegration in DESA

Eine wichtige Komponente des aktiven Systems ist der Sensor, der die störenden Schwingungen detektiert und an den Controller weiterleitet. Ausgehend von der Applikation einer aktiven Lagerung werden die Anforderungen an den Sensor gestellt und in der Tab. 6.1 zusammengefasst. Der Sensor soll eine hohe Empfindlichkeit im unteren Frequenzbereich aufweisen und in die Konstruktion der aktiven Lagerung integrierbar sein.

Tabelle 6.1: Anforderungen an den Sensor

Nr.	Anforderung	Werte	Beschreibung
1	Messgröße	Weg / Geschwindigkeit	Durch die Vibration verursachte vertikale Auslenkung der Masse
2	Abmessungen	Durchmesser: $D = 40 \text{ mm}$ Höhe: $h = 5 \text{ mm}$	Innenraum der Lagerung
3	Empfindlichkeit	$B_{0, \text{ mech}} = 1 \frac{\text{mV}}{\mu\text{m}}$	Messung der Schwingungen mit Amplitude $x = 1,4 \mu\text{m}$ bei 8 Hz, VC-A
4	Messbereich	$x = 1\text{-}500 \mu\text{m}$	Messung vertikaler Vibration
5	Frequenzbereich	$f = 1\text{-}100 \text{ Hz}$	
6	Elektromagnetische Verträglichkeit (EMV)	-	DESA wird mit einer Hochspannung betrieben. Sensor kann dadurch beeinflusst werden.
7	Preiswert	-	Sensor und Sensorelektronik

Die Recherche im Kapitel *Stand der Technik* hat ergeben, dass industriell verfügbare Sensoren für diese Anwendung nicht geeignet sind, weil sie entweder zu teuer sind oder eine nicht ausreichende Empfindlichkeit vorweisen. Die bessere Alternative ist die Entwicklung eines in DESA integrierten Sensors.

In DESA können Sensoren mit kapazitiven und resistiven Messprinzipien integriert werden. Ein kapazitiver Sensor nutzt die Änderung der Dielektrikumsdicke, während in einem resistiven Sensor die Widerstandsänderung der Elektroden ausgenutzt wird. Bei beiden Ansätzen handelt es sich um einen aktiven Sensortyp. Der Sensor muss mit der Energie von außen gespeist werden, um die Änderung der mechanischen Größe zu detektieren. Für den Sensor können entweder die aktiven Bereiche des Aktors verwendet werden oder auf dem Aktor werden zusätzliche Schichten aufgetragen. Im ersten Fall ist der Aktor gleichzeitig auch der Sensor; aus dem Zusammenhang zwischen elektrischem Strom und der Spannung können Rückschlüsse auf eine mechanische Verformung hergeleitet werden. Bei der Anwendung einer aktiven Lagerung hängt das Aktorstellsignal von der in dem Moment auftretenden Schwingung ab, die sich stochastisch ändern kann. Folglich ist die Detektion der Auslenkung aus dem elektrischen Strom und der Spannung sehr aufwendig. Ein präzises Modell und eine stabile Kontaktierung der Aktorschichten sind erforderlich. Aufgrund dieser Überlegungen wird ein konventionelles Sensorprinzip mit

getrennten Versorgungsspannungen für Sensor und Aktor entwickelt. Des Weiteren werden kapazitive und resistive Sensorprinzipien bezüglich der Anforderungen an die aktive Lagerung und der Herstellung miteinander verglichen und die Vor- und Nachteile herausgearbeitet.

Kapazitiver Sensor

Die kapazitiven Sensoren bieten eine hohe Empfindlichkeit und Genauigkeit im Vergleich zu anderen Sensorarten. In dem aktiven Lagerelement müssen gesonderte kapazitive Schichten auf den Aktor für die Detektion der mechanischen Schwingung aufgebracht werden und mit Energie versorgt werden. Aufgrund der verwendeten Aktor-Herstellungstechnologie treten bei der Verwendung des kapazitiven Sensors mehrere schwer lösbare Probleme auf. Es kann keine stabile Kontaktierung aller Sensorschichten während des Betriebs garantiert werden. Außerdem liegen die Werte für den Kontaktwiderstand und die Elektrodenwiderstände im $k\Omega$ Bereich, weswegen die Dynamik des kapazitiven Sensors für die Schwingungsmessung nicht ausreicht. Zusätzlich wird eine teure Sensorelektronik für die Auswertung des Messsignals benötigt.

Resistiver Sensor

Eine strukturierte Schicht aus einem leitfähigen Material wird auf die DESA Oberfläche aufgetragen. Die Verformung des Aktors bewirkt die Änderung des Widerstands der leitfähigen Schicht, daraus wird die Bewegung der Masse detektiert. Eine stabile Kontaktierung der auf der Aktoroberfläche liegenden Schicht ist einfacher realisierbar als die Kontaktierung mit dem Silikon vergossener Elektroden-schichten. Die resistiven Dehnungsmessstreifen können mit der gleichen Technologie wie die Elektroden des DESA hergestellt werden. Für die Auswertung des Messsignals wird eine einfache Primärelektronik eingesetzt [108]. Aufgrund der vorgestellten Gründe erscheint die Integration eines resistiven Sensorprinzips in DESA sinnvoller.

6.1 Theorie des resistiven Sensors

Der elektrische Widerstand ist vom spezifischen Widerstand ρ und den geometrischen Abmessungen abhängig und ist definiert als (Abb. 6.1)

$$R = \rho \frac{l}{b \cdot h} \quad (6.1)$$

mit Länge l , Breite b und Höhe h des Widerstands. Der Messwiderstand wird auch als Dehnungsmessstreifen (DMS) bezeichnet [109, 47].

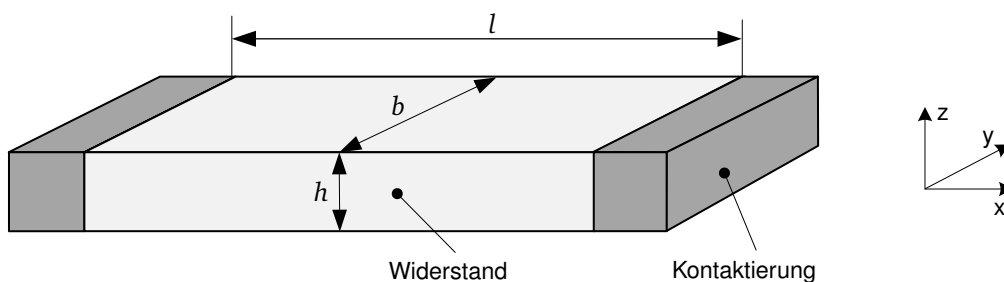


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung eines rechteckigen Messwiderstandes.

Im Falle einer uniaxialen mechanischen Belastung tritt eine Verformung des Messwiderstandes auf, die durch richtungsabhängige Dehnungen S beschrieben wird

$$S_x = \frac{dl}{l}, \quad S_y = \frac{db}{b} = -\nu_y S_x, \quad S_z = \frac{dz}{z} = -\nu_z S_x. \quad (6.2)$$

Hierbei kennzeichnen ν_y und ν_z richtungsabhängige Querkontraktionszahlen. Unter der Annahme, dass das Messelement isotropes Verhalten aufweist, gilt für die Querkontraktionszahlen $\nu_y = \nu_z = \nu$. Die Verformung des DMS führt zur Widerstandsänderung

$$dR = \frac{l}{b \cdot h} d\rho + \frac{\rho}{b \cdot h} dl - \frac{l \cdot \rho}{b^2 \cdot h} db - \frac{l \cdot \rho}{b \cdot h^2} dh. \quad (6.3)$$

Die Division von Gl. 6.3 durch Gl. 6.1 ergibt die relative Widerstandsänderung

$$\frac{dR}{R} = \underbrace{\frac{d\rho}{\rho}}_{\text{materialabhängig}} + \underbrace{\left(\frac{dl}{l} - \frac{db}{b} - \frac{dh}{h} \right)}_{\text{geometrieabhängig}}. \quad (6.4)$$

Daraus folgend kann die relative Widerstandsänderung in der Abhängigkeit von der Dehnung S_x abgeleitet werden

$$\frac{dR}{R} = \left(\frac{d\rho}{\rho \cdot S_x} + 1 + 2 \cdot \nu \right) S_x = K_w \cdot S_x. \quad (6.5)$$

Der K_w -Faktor drückt eine Empfindlichkeit des DMS aus, die dem Verhältnis von relativer Widerstandsänderung zur Dehnung entspricht [110]. Aus Gl. 6.4 ist erkennbar, dass die Widerstandsänderung von Geometrieparametern und von der Änderung des spezifischen Widerstands ρ abhängt. Bei den am meisten verbreiteten Folien-DMS dominiert die Änderung der Geometrie des Messwiderstands; deswegen liegt der erreichbare K_w -Faktor nah bei 2 [47]. In DMS mit höherer Empfindlichkeit wird die Änderung des spezifischen Widerstandes des Materials ausgenutzt. Die piezoresistiven DMS weisen K_w -Faktoren bis zu 255 auf [110, 136].

Für Messwiderstände, die aus einem Pulver hergestellt werden, gilt die Gl. 6.5 nur bedingt, weil keine Querkontraktion vorhanden ist. Bei einer uniaxialen Dehnung bewegen sich die Partikel auseinander, der spezifische Widerstand verändert sich, aber es treten keine Dicken- und Breitenstauchungen auf. In diesem Fall beträgt der K_w -Faktor

$$K_w = \left(\frac{d\rho}{\rho \cdot S_x} + 1 \right). \quad (6.6)$$

Für die Auswertung der Widerstandsänderung werden die Wheatstone-Brückenschaltungen eingesetzt. Abhängig von der Anzahl veränderlicher Messwiderstände wird sie entweder Viertel-, Halb- oder Vollbrücke genannt. In der Wheatstone-Brückenschaltung wird die Widerstandsänderung durch die Diagonalspannung U_D detektiert. Am einfachsten ist die Viertelbrückenschaltung realisierbar. Die Diagonalspannung einer Viertelbrückenschaltung ist definiert als

$$U_D = \frac{R_1 + \Delta R_1}{R_1 + \Delta R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} U_0, \quad (6.7)$$

mit der Versorgungsspannung U_0 , dem Messwiderstand R_1 und konstanten Widerständen R_2 , R_3 und R_4 . Im abgeglichenen Zustand ist die Diagonalspannung $U_D = 0$ V. Der DMS R_1 wird an dem Verformungskörper so ausgerichtet, dass bei Belastung eine Widerstandsänderung stattfindet. Für den Fall, dass alle Widerstände im abgeglichenen Zustand gleich sind, beträgt die Diagonalspannung U_D bezogen auf die Versorgungsspannung U_0

$$\frac{U_D}{U_0} = \frac{\Delta R_1}{2(\Delta R_1 + 2R)}. \quad (6.8)$$

Für sehr kleine Widerstandsänderungen $\Delta R \ll R$ gilt

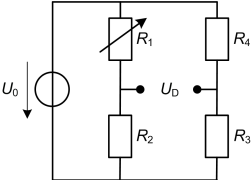
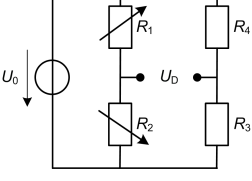
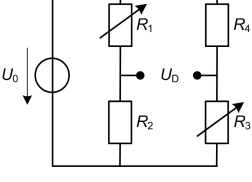
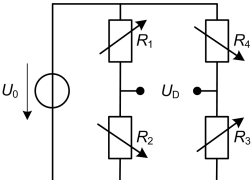
$$\frac{U_D}{U_0} = \frac{1}{4} \frac{\Delta R_1}{R} = \frac{1}{4} K_w S_x. \quad (6.9)$$

Diese Bedingung ist nur während der Messung kleiner Stellwege erfüllt. Wenn stattdessen Stellwege von mehreren Millimetern gemessen werden, gilt diese Annahme nicht. Der Zusammenhang zwischen der Diagonalspannung und der Dehnung ist mathematisch durch die Gleichung

$$\frac{U_D}{U_0} = \frac{\Delta R_1}{2(\Delta R_1 + 2R)} = \frac{1}{2(1 + 2\frac{R}{\Delta R_1})} = \frac{1}{2(1 + 2\frac{1}{K_w S_x})} \quad (6.10)$$

beschrieben. Die Funktion ist nichtlinear und die Nichtlinearität nimmt mit steigendem K_w -Faktor zu. In Tab. 6.2 sind vier verschiedene Modifikationen der Wheatstone-Brücke zusammengefasst. Die Vollbrückenschaltung hat eine bessere Empfindlichkeit und der Zusammenhang zwischen der Diagonalspannung und der Widerstandsänderung ist linear. Folglich wird bei dem Sensordesign die Vollbrückenschaltung des resistiven Sensors als erstes untersucht.

Tabelle 6.2: Anwendungsformen der Wheatstoneschen Brückenschaltung ohne Berücksichtigung der Temperatureinflüsse. a) Viertelbrücke, b) Halbbrücke, c) Zwei-viertelbrücke (Diagonalbrücke), d) Vollbrücke [110].

	Brückenschaltung	Gleichungen
a)		$\frac{U_D}{U_0} = \frac{R_1 + \Delta R_1}{R_1 + \Delta R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4}$ <p>wenn $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$:</p> $\frac{U_D}{U_0} = \frac{\Delta R_1}{2(\Delta R_1 + 2R)}$ <p>Annahme $\Delta R \ll R$:</p> $\frac{U_D}{U_0} = \frac{1}{4} \frac{\Delta R_1}{R}$
b)		$\frac{U_D}{U_0} = \frac{R_1 + \Delta R_1}{R_1 + \Delta R_1 + R_2 - \Delta R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4}$ <p>wenn $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$ und $\Delta R_1 = \Delta R_2$:</p> $\frac{U_D}{U_0} = \frac{\Delta R}{\Delta R_1 + 2R}$ <p>Annahme $\Delta R \ll R$:</p> $\frac{U_D}{U_0} = \frac{1}{2} \frac{\Delta R}{R}$
c)		$\frac{U_D}{U_0} = \frac{R_1 + \Delta R_1}{R_1 + \Delta R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + \Delta R_3 + R_4}$ <p>wenn $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$ und $\Delta R_1 = \Delta R_3$:</p> $\frac{U_D}{U_0} = \frac{\Delta R}{\Delta R + 2R}$ <p>Annahme $\Delta R \ll R$:</p> $\frac{U_D}{U_0} = \frac{1}{2} \frac{\Delta R}{R}$
d)		$\frac{U_D}{U_0} = \frac{R_1 + \Delta R_1}{R_1 + \Delta R_1 + R_2 - \Delta R_2} - \frac{R_4 - \Delta R_4}{R_3 + \Delta R_3 + R_4 - \Delta R_4}$ <p>wenn Widerstände im Strang gleich sind: $R_1 = R_2, R_3 = R_4$ und Annahme gilt: $\Delta R \ll R$</p> $\frac{U_D}{U_0} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right)$ <p>wenn alle Widerstände gleich sind $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$ und $\Delta R_1 = \Delta R_2 = \Delta R_3 = \Delta R_4$:</p> $\frac{U_D}{U_0} = \frac{\Delta R}{R}$

6.2 Herstellung des Sensors

Ein wichtiger Teil in der Entwicklung eines resistiven Sensors ist die Auswahl geeigneter Materialien für die Messwiderstände und die Kontaktierung. Dafür werden Voruntersuchungen durchgeführt und geeignete Materialien ausgewählt.

6.2.1 Auswahl der Materialien für DMS

Als erstes werden die Materialien für die Messwiderstände ausgewertet, die insbesondere Dehnungen über 50 % aushalten und eine hohe Empfindlichkeit aufweisen. Dabei liegt das Augenmerk auf industriellen Rußen, die auch für die Herstellung der Elektroden in DESA eingesetzt werden. Aus den Rußen hergestellte Messwiderstände weisen piezoresistive Eigenschaften auf, die aufgrund einer Änderung der Kontaktbereiche zwischen den ein-

zelen Partikeln hervorgerufen werden [111, 112], was zu einem hohen K_w -Faktor führt. Vier verschiedene Ruße werden ausgewählt (Tab. 6.3). Sie unterscheiden sich durch die Abmessungen und die spezifische Oberfläche der Partikel.

Tabelle 6.3: Physikalische Eigenschaften für die Herstellung der Messwiderstände verwendeter Ruße

Herstellungsmethode	Industrielle Ruße			
	MF2, Fa. NGS GmbH	Vulcan XC72R, Fa. Cabot	Black Pearls 2000, Fa. Cabot	Printex L6, Fa. Orion GmbH
Spezifische Oberfläche (BET)	11,8 m ² /g	230 m ² /g	1400 m ² /g	270 m ² /g
Durchschnittliche Partikelgröße	50 % < 2 µm	12 - 15 nm	-	18 nm

Die Ruße werden mit drei verschiedenen Methoden (Rakeln, Sprühen, Stempeln) auf einem Silikon-Verformungskörper hergestellt (Tab. B.1). In den Voruntersuchungen werden die Messwiderstände aus Rußen auf einem Verformungskörper aufgetragen, welcher aus dem gleichen hyperelastischen Silikon wie DESA hergestellt wird. Der Silikonstreifen hat die Abmessungen $l \times b \times h$: 110 mm x 10 mm x 1 mm, was einem Verhältnis zwischen Länge und Breite von ca. 10:1 entspricht. Bei diesen Abmessungen des Silikonstreifens tritt im uniaxialen Zugversuch in Längsrichtung nur die Dehnung S_x auf und keine Querkontraktionen in andere Richtungen [100].

Tabelle 6.4: Untersuchte Materialien und die Herstellungsverfahren der Messwiderstände.

Herstellungsmethode	Industrielle Ruße			
	MF2, NGS GmbH	Vulcan XC72R, Fa. Cabot	Black Pearls 2000, Fa. Cabot	Printex L6, Orion GmbH
Rakeln	x	x	x	x
Sprühen	x	x	-	-
Stempeln	x	x	x	x

Die Messwiderstände werden in der Mitte des Verformungskörpers aufgetragen und besitzen die Abmessungen $l \times b$: 8 mm x 5 mm. Die Kontaktierung wird mit einem selbst hergestellten leitfähigen Silikon durchgeführt, welches aus dem Elastomer Elastosil P7670 und silberbeschichteten Kupferpartikeln von Fa. Eckart Effect Pigments hergestellt wird [139]. Je nach Herstellungsverfahren und Material werden zwei Proben angefertigt und zyklisch vermessen. Die uniaxialen Dehnungsversuche werden an einem dafür angepassten Messplatz durchgeführt, welcher aus einem Spindelantrieb und einem Kraftsensor besteht

(Abb. 6.2). Die Messdaten werden mit einem LABVIEW-Programm aufgenommen.

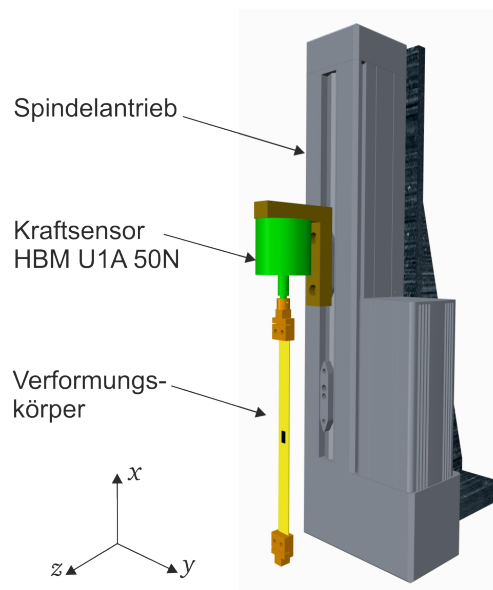


Abbildung 6.2: Messplatz für die Charakterisierung der aus den Rußen hergestellten Messwiderstände. Der Verformungskörper hat die Abmessungen: $l \times b \times h$: 110 mm x 10 mm x 1 mm. Die Abmessungen des Messwiderstands ohne Kontaktierungsgebiete sind $l \times b$: 8 mm x 5 mm.

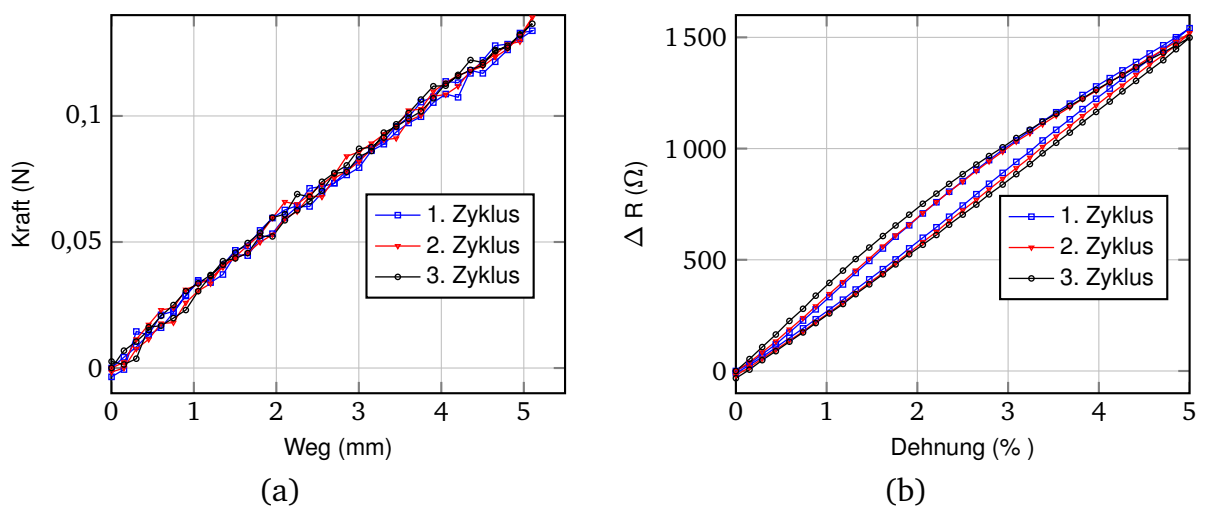


Abbildung 6.3: Messergebnisse, a) Kraft-Weg-Kennlinie. b) Widerstandsänderung vs. uniaxiale Dehnung. Ruß: *Vulcan XC72R*, Fa. Cabot, gestempelt, Grundwiderstand: $R_0 = 4740 \, \Omega$, K_w -Faktor=6,33 (Gl. 6.5).

An den Messwiderstand wird eine 9V-Batterie angeschlossen. Während der Dehnungsmessung werden die elektrische Spannung und der Strom mit dem Messrechner erfasst. Daraus wird die Widerstandsänderung und der K_w -Faktor berechnet. Die wichtigen Kriterien bei der Auswahl des Materials und der Herstellungsmethode sind die Reproduzierbarkeit der

Ergebnisse, ein hoher K_w -Faktor so wie eine niedrige Hysterese.

Die besten Ergebnisse sind mit dem Ruß *Vulcan XC72R* erzielt. Der Ruß wird mit einem weichen Stempel aus Polyurethanschaum auf die Silikonoberfläche aufgetragen. Dafür wird auf dem Verformungskörper eine Maske positioniert und der Stempel mit dem Graphitpulver aufgedrückt. In Abb. 6.3 ist die Spannungs-Dehnungskennlinie des Verformungskörpers und die Widerstandsänderung bezüglich der Dehnung dargestellt. Die Messwiderstände weisen eine kleine Hysterese auf und einen stabilen K_w -Faktor. Die Messergebnisse der anderen Materialien sind im Anhang B zusammengestellt.

6.2.2 Kontaktierung

Ein wichtiger Punkt für die Integration des resistiven Sensors in DESA ist die Kontaktierung der Messwiderstände. Da der Verformungskörper aus weichem Elastomer besteht, können die gängigen Kontaktierungsmethoden nicht eingesetzt werden. Dafür werden drei alternative Kontaktierungsmethoden untersucht.

Sputterdeposition einer Metallschicht

Die Sputterdeposition ist eine moderne Beschichtungstechnologie, die für die Abscheidung extrem dünner Schichten im Nanometerbereich eingesetzt wird. Mit dieser Technologie werden die gerollten DESA von Danfoss Polypower hergestellt [40]. Für die Tests wird eine 2,5 mm dicke Siliconscheibe, die die Abmessungen eines DESA besitzt, verwendet, auf deren Oberfläche Nickel- oder Aluminiumschichten mit einer Dicke von 50-150 nm gesputtert werden. Die Experimente zeigen, dass die auf einer weichen Silikonoberfläche aufgesputterten Metallschichten instabil sind. In der Metallschicht entstehen Mikrorisse, die zum Abbruch der Leitfähigkeit führen. Stattdessen zeigen die experimentellen Ergebnisse, dass die Oberflächenrauigkeit der Elastomeroberfläche ein entscheidender Faktor für eine stabile Metallschicht ist. Auf eine Polyurethan-Folie mit rauer Oberfläche wurde eine Aluminium-Metallschicht mit einem Flächenwiderstand $R_{\square} = 2 - 5 \Omega$ gesputtert, die auch nach dem Zugversuch stabil geblieben ist (Anhang C). Diese Herstellungsmethode ist für Silikon ungeeignet und wird nicht weiter verfolgt.

Rußschicht für die Kontaktierung

Aus Ruß hergestellte Kontaktierungen weisen einen zu hohen elektrischen Widerstand im $k\Omega$ Bereich auf und sind deswegen als Kontaktierung ungeeignet.

Leitfähiges Silikon

Idee für leitfähige Silikonleiterbahnen ist von Zebra-Connectors gekommen, die meistens für die Kontaktierung der Displays mit der Elektronikplatinen eingesetzt werden [113]. Ein leitfähiges Silikon ist am besten für die Kontaktierung der DMS geeignet. Es beeinflusst die Bewegung des Aktors nicht und hat eine gute Leitfähigkeit.

Das entwickelte leitfähige Silikon wird aus einem zweikomponentigen Elastosil P7670 hergestellt, in welches leitfähige Kupferpartikel von Fa. Eckart, die mit Silber beschichtet sind, eingemischt werden. Im ersten Schritt werden die **A**- und **B**-Anteile des Silikons P7670 im gleichen Verhältnis gut miteinander verrührt und danach die leitfähigen Partikel eingefügt

und die gesamte Masse gut verrührt. Die Kupferplättchen haben eine Länge von $20\ \mu\text{m}$ und sind mit Silber beschichtet, um Oxidation zu vermeiden. Das selbst hergestellte leitfähige Silikon mit 53 % Massenanteil der Kupferpartikel weist einen spezifischen Widerstand von $250\ \Omega \frac{\text{mm}^2}{\text{m}}$ auf und die Bruchdehnung liegt bei ca. 100 % [139].

6.3 Sensordesign

Der resistive Sensor wird in das aktive Lagerelement basierend auf DESA, das im Kapitel 4 beschrieben ist, integriert. Dabei dient der Aktor als ein Verformungskörper. Die auf die Halterung einwirkende Störkraft F_{st} ruft die Bewegung der Masse m hervor. Im Gegenzug tritt eine radiale Dehnung S_r des DESA auf. Daraufhin ändern sich die Widerstände der Wheatstone-Brücke. Die Messbrücke ist nicht mehr abgeglichen und die Diagonalspannung U_D verändert sich.

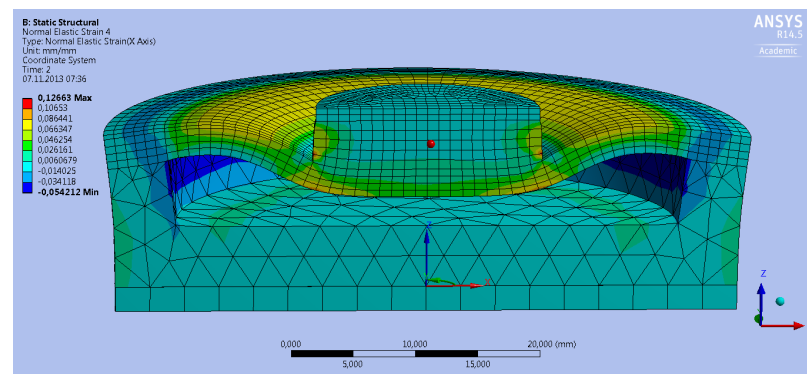


Abbildung 6.4: Statische 3D FEM-Simulation der Lagerung für die Bestimmung der ortsverteilten Dehnung an der inneren Aktoroberfläche. Auftretende radiale Dehnung in dem Lagerelement.

Der Sensor wird an der Innenoberfläche des Aktors hergestellt, weil er dadurch besser vor Umwelteinflüssen geschützt ist. Im Betrieb wölbt sich der DESA aufgrund der in der Halterung eingeschlossenen Luft auf (Abb. 4.3). Infolgedessen kann an der Innenoberfläche die auftretende Dehnung nicht analytisch beschrieben werden. Für die Bestimmung der geeigneten Positionen der DMS wird eine statische 3D FEM-Simulation mit ANSYS durchgeführt.

Die Simulation besteht aus zwei Schritten. Im ersten Schritt wird die Lagerung mit einer mechanischen, in negative z-Richtung gerichteten Kraft von 1 N beansprucht. Im zweiten Schritt wird zusätzlich die elektrische Spannung von 1000 V an DESA angeschlossen (Abb. 6.4). Die FEM-Simulation zeigt, dass an der Innenoberfläche des Aktors nur eine radiale Dehnung S_{r0} auftritt. In Abb. 6.5 ist die normierte ortsabhängige Dehnung dargestellt. Die maximale Dehnung tritt auf einem Radius von 8,3 mm auf und im Bereich der Wölbung des Aktors tritt eine Stauchung auf. Die angelegte elektrische Spannung bewirkt eine Dehnung des DESA und dadurch eine größere vertikale Auslenkung. Gleichzeitig nimmt die radiale Dehnung zu, aber die Stauchung nimmt ab.

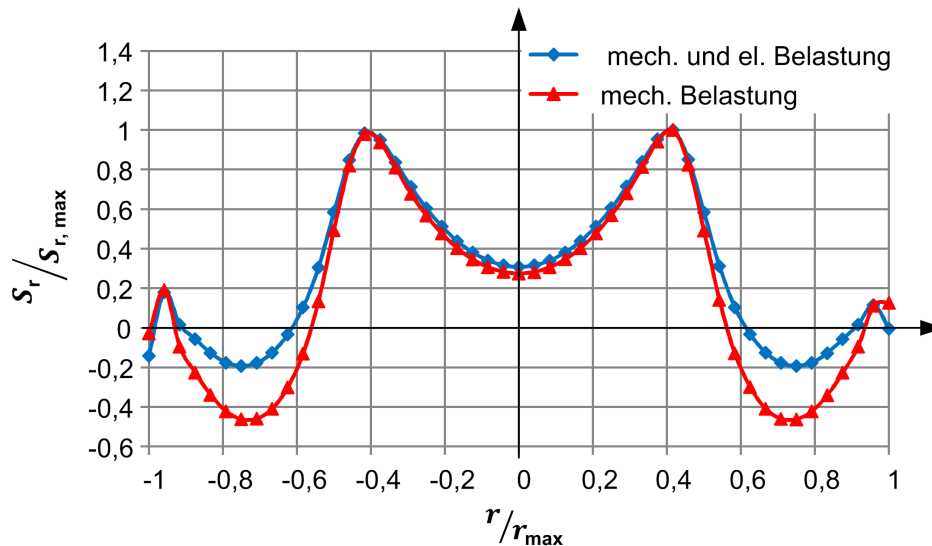


Abbildung 6.5: Ortsverteilte normierte radiale Dehnung $S_r/S_{r, \max}$ an der inneren Aktoroberfläche bei mechanischer vertikaler Belastung und kombinierter mechanischer und elektrostatischer Belastung.

Zwei Ansätze für die Positionierung der Vollbrückenschaltung an der Aktoroberfläche kommen in Betracht. Im Design 1 werden die Messwiderstände R_1 und R_3 auf dem Radius mit der maximal auftretenden radialen Dehnung positioniert. Die wirkende Gewichtskraft führt zur radialen Dehnung des Aktors, folglich findet eine Widerstandszunahme statt. Die Messwiderstände R_2 und R_4 werden an der Stelle positioniert, an der die Stauchung der Aktoroberfläche erfolgt. Theoretisch sollen die Widerstände gestaucht werden, was die Zunahme der Widerstandswerte verursacht (Abb. 6.6a).

Bei dem Design 2 sind alle Messwiderstände auf dem Radius mit der maximal auftretenden Dehnung positioniert. Die Widerstände R_1 und R_3 werden gedehnt und die Widerstandswerte nehmen zu, während die Messwiderstände R_2 und R_4 quer positioniert werden. Die radiale Dehnung führt zur Zunahme der Breite der Messwiderstände und soll theoretisch die Abnahme der Widerstandswerte bewirken (Abb. 6.6b). Die Geometrie der radial und tangential ausgerichteten DMS wird so ausgewählt, dass die Widerstandsänderung in beiden Widerständen gleich ist. Die Berechnung ist im Anhang D dargestellt.

Experimentelle Voruntersuchungen zeigen, dass an der Stelle der Wölbung des Aktors nur eine kleine Stauchung der inneren Aktoroberfläche messbar ist. Deswegen ändern sich die Widerstände R_2 und R_4 nicht, folglich ist die Verwendung des ersten Designs nicht sinnvoll. Im nach Design 2 hergestellten Sensor in quer ausgerichteten Messwiderständen R_2 und R_4 tritt bei der Belastung keine Abnahme der Messwerte auf, sondern die Widerstandswerte vergrößern sich. Eine mögliche Ursache dafür liegt im verwendeten Rußpulver. Da die Partikel nicht miteinander verbunden sind, bewirkt eine Dehnung in beliebige Richtung eine Unterbrechung der Leiterbahnen und infolge dessen eine Zunahme der Widerstandswerte. Basierend auf den gewonnen Ergebnissen erscheint der Aufbau einer Halb- oder Vollbrücke nicht sinnvoll.

Die einfachste Verschaltung des resistiven Sensors ist die Viertelbrücke. In Abb. 6.6c ist der Sensor mit dem Design 3 vorgestellt. Dabei wird immer nur ein DMS an die Messbrücke angeschlossen (Abb. 6.6d), die anderen sind als Reserve gedacht. In dieser Konfiguration

werden alle vier DMS-Elemente im Bereich der maximal auftretenden Dehnung positioniert und gleich ausgerichtet. Eine vertikale Verformung des Aktors in z -Richtung führt zur Dehnung der DMS und der Zunahme der Widerstände.

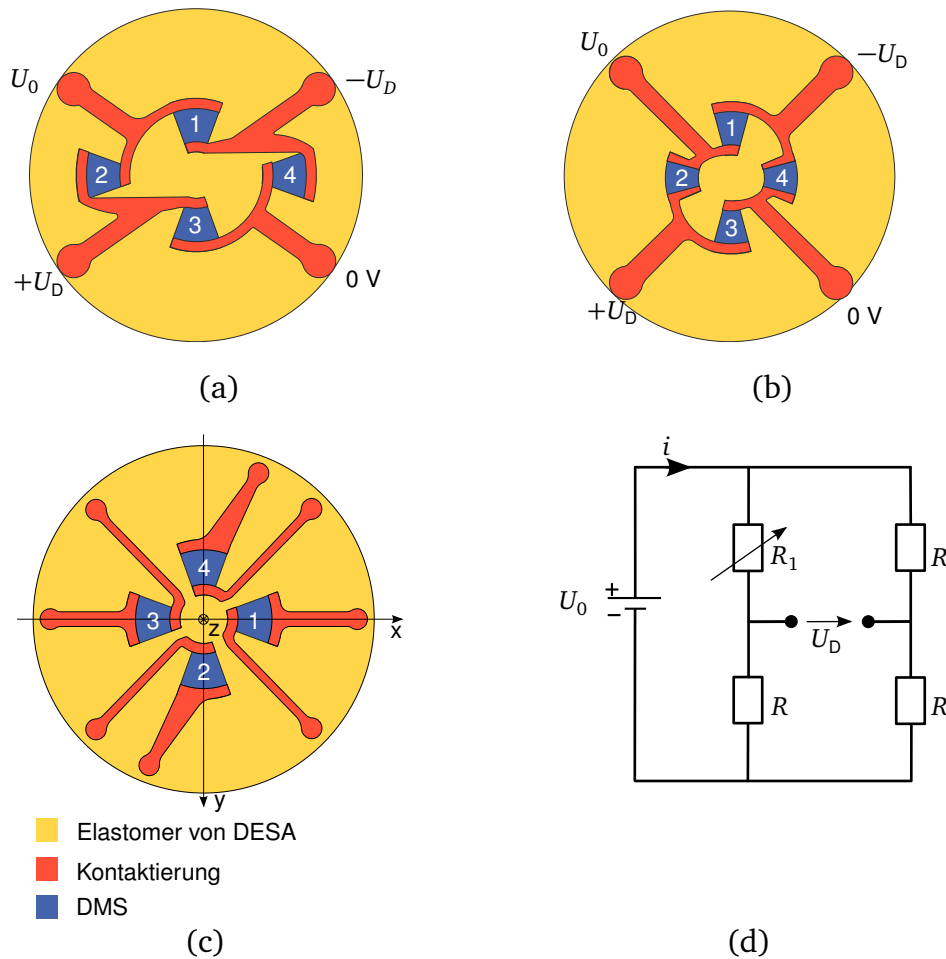


Abbildung 6.6: Drei Konzepte für den integrierten resistiven Sensor. a) Design 1: Vollbrücke, R_1 und R_3 werden gedehnt, R_2 und R_4 werden gestaucht. b) Design 2: Vollbrücke, R_1 und R_3 sind radial positioniert, R_2 und R_4 sind quer positioniert. c) Design 3: Viertelbrücke, Kontakte für alle Messwiderstände sind herausgeführt. d) Verschaltung des resistiven Sensors nach Design 3.

Herstellungsprozess

Der Herstellungsprozess des Sensors wird in mehrere Abschnitte unterteilt. Im ersten Schritt werden aus dem Ruß hergestellte Sensorschichten aufgetragen. Dafür wird eine Maske auf der inneren Oberfläche des Aktors positioniert und mit einem weichen Stempel Ruß aufgetragen. Im nächsten Schritt werden die Sensorschichten mit leitfähigem Silikon kontaktiert. Auch in diesem Schritt wird nächste Maske aufgelegt. Durch das Rakeln wird viskoses leitfähiges Silikon auf der Oberfläche verteilt. Dann wird die Maske mit überflüssigem leitfähigem Silikon entfernt. Es bleiben nur die Kontaktleiterbahnen mit der Dicke von ca. $150\text{ }\mu\text{m}$. Durch das Erhitzen des Aktors vernetzt sich das leitfähige Silikon und eine Haftung zwischen der Aktoroberfläche und der Kontaktleiterbahnen entsteht. Abschließend werden die aus dem Ruß hergestellten Sensorschichten gekapselt. Eine dünne

Silikonschicht (Elastosil P7670) wird aufgetragen und schnell durch die Wärmezufuhr vernetzt. Die einzelnen Herstellungsschritte werden manuell durchgeführt, was zur höheren Streuung der Grundwiderstände von Sensorelementen führt.

Erst nachdem der Sensor hergestellt ist, wird der Aktor mit dem Kupferdraht kontaktiert.

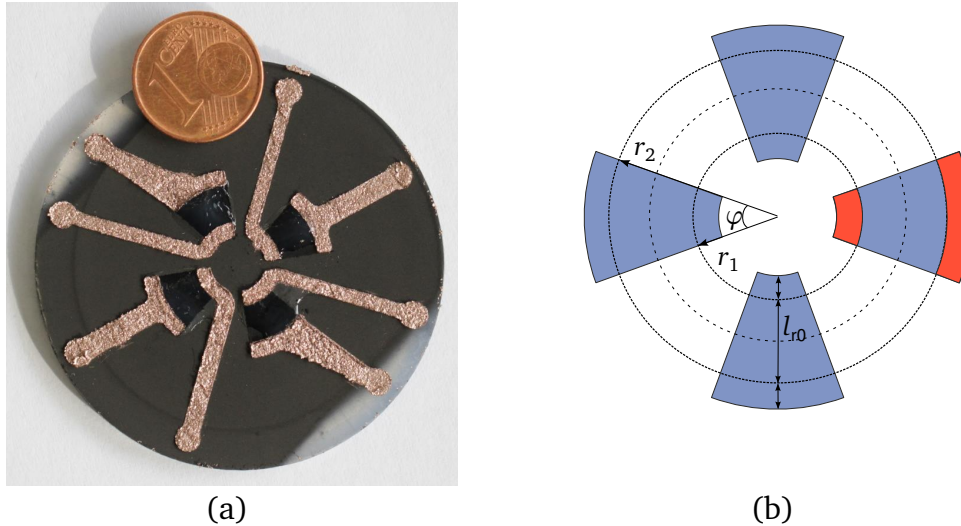


Abbildung 6.7: a) Foto des resistiven Sensors auf der inneren Aktoroberfläche nach Design 3. b) Skizze des Sensors mit Abmessungen.

Um den Sensor mit der Auswerteelektronik zu verbinden, werden auf einer separat hergestellter Silikonhalterung im Bereich der Kontaktstellen des Sensors die Kupferdrähte verlegt. Im abschließenden Schritt wird der Aktor auf die Silikonhalterung aufgesetzt und mit dem Silikonkleber verklebt. Ein aktives Aktor-Sensor Element aufgebaut.

Tabelle 6.5: Herstellungsparameter des in Abb. 6.7 vorgestellten resistiven Sensors.

Geometrie	Werte
Innenradius des DMS r_1	5 mm
Außenradius des DMS r_2	10 mm
Länge des DMS $l_{r0} = r_2 - r_1$	5 mm
Winkel des DMS φ_r	40°
Kontaktierungsbereich des DMS mit dem flexiblen Kontaktleiter	1 mm
Grundwiderstand des DMS R_0	4,7 kΩ ± 300 Ω
Dicke des flexiblen Kontaktleiters	150 μm

6.4 Modellbildung

Das Funktionsprinzip des Sensors ist in Abb. 6.8 dargestellt. Bei dem Sensor handelt es sich genau wie bei dem Aktor um ein elektromechanisches System, welches die mechanischen Verformungen in elektrische Signale umwandelt.

Das mechanische Verhalten des resistiven Sensors hängt von dem Verformungskörper ab, welcher in diesem Fall der Aktor selbst ist. Der Zusammenhang zwischen radialer Verformung l_r des Sensors nach Design 3 ist definiert als

$$\Delta l_r = K_r(z_m - z_{st}). \quad (6.11)$$

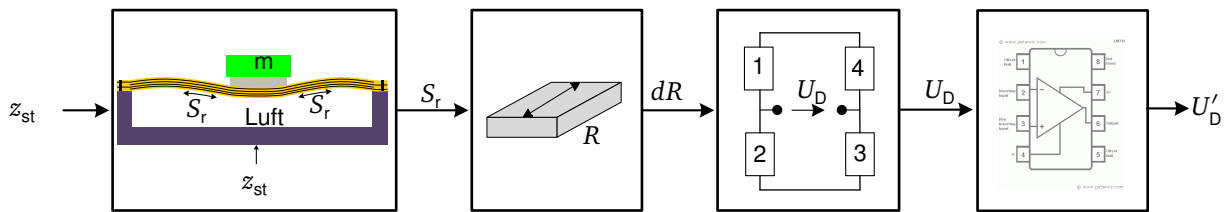


Abbildung 6.8: Funktionsprinzip eines integrierten Sensors.

Der Umrechnungsfaktor K_r wird mit Hilfe der FEM-Simulation ermittelt, die nach gleichem Prinzip, wie im Kap. 6.3 vorgestellt, abläuft. Die Simulationsergebnisse sind in Abb. 6.9 dargestellt.

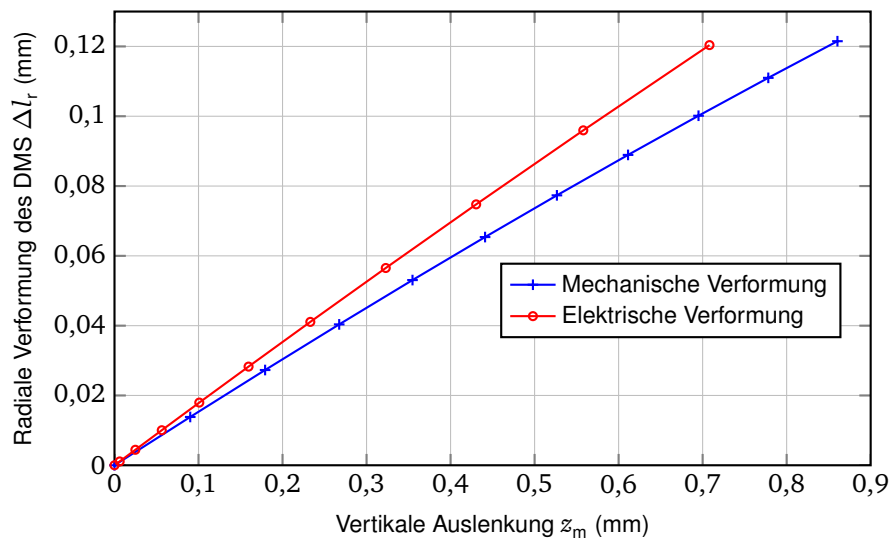


Abbildung 6.9: FEM-Simulation des Zusammenhangs zwischen radialer Verformung l_r eines DMS und vertikaler Auslenkung z_m verursacht durch eine mechanische Kraft von 1 N und eine elektrische Spannung von 1000 V. Die Simulation wird in zwei Schritten durchgeführt. Zuerst wird die Lagerung durch eine linear ansteigende mechanische Kraft verformt, danach wird eine elektrische Spannung schrittweise erhöht, $z_{st}=0$.

Anhand der Simulation wird festgestellt, dass der Umrechnungsfaktor von der Art der Aktivierung des Aktors abhängig ist. Eine lineare Beziehung zwischen der mechanisch verursachten Bewegung der Masse z_m und der radialen Verformung Δl_r des DMS beträgt

$$\Delta l_r = 0,1413(z_m - z_{st}), \quad (6.12)$$

und die radiale Dehnung S_r des DMS entspricht

$$S_r = \frac{\Delta l_r}{l_{r0}}. \quad (6.13)$$

Während der statischen Verformung bewegt sich die Halterung des Aktors nicht, folglich ist $z_{st}=0$. Für die Erfassung der Vibrationen muss zusätzlich eine dynamische Übertragungsfunktion zwischen der Halterung und der Masse berücksichtigt werden. Die vertikale dynamische Bewegung der Masse z_m ist entsprechend der Gl.4.52 definiert als

$$z_m(s) = \frac{\frac{c_0}{m}s + \frac{k_{dyn}}{m}}{s^2 + \frac{c_0}{m}s + \frac{k_{dyn}}{m}} z_{st}(s). \quad (6.14)$$

Die Parameter der Übertragungsfunktion wurden während des Entwurfs der Lagerung ermittelt (Tab. 5.3).

Ausgehend von den in der Tab. 6.2 zusammengefassten Daten beträgt die Diagonalspannung U_D des entwickelten resistiven Sensors mit Viertelbrücke-Verschaltung

$$U_D(s) = \frac{1}{4} \frac{\Delta R}{R} U_0 = \underbrace{\frac{1}{4} K_W U_0}_{B_{0, \text{mech}}} \frac{0,1413}{l_{r0}} (z_m - z_{st}) = B_{0, \text{mech}} \frac{-s^2}{s^2 + \frac{c_0}{m}s + \frac{k_{dyn}}{m}} z_{st}(s) = \underbrace{B_{0, \text{mech}} G_{\text{sensor}}(s)}_{B_{\text{dyn, mech}}} z_{st}(s). \quad (6.15)$$

Der dynamische Übertragungsfaktor $B_{\text{dyn, mech}}$ des resistiven Sensors für die Erfassung an der Halterung anliegender Schwingungen z_{st} ist in Abb. 6.10 dargestellt. Die Vibrationen werden nur erfasst, wenn ein Phasenunterschied zwischen der Auslenkung der Masse z_m und der Bewegung der Halterung z_{st} auftritt.

Im unteren Frequenzbereich unterhalb der Resonanzfrequenz weist dieser Sensor eine schlechte Empfindlichkeit auf, da die Masse m sich mit der Halterung fast in Phase bewegt. Dieser Bereich verschiebt sich in Abhängigkeit von der Masse des sensiblen Gerätes. Die vorgestellte Übertragungsfunktion beschreibt nur das Sensorverhalten für den Fall $\Delta R \ll R$, sonst muss eine nichtlineare Gl. 6.10 berücksichtigt werden.

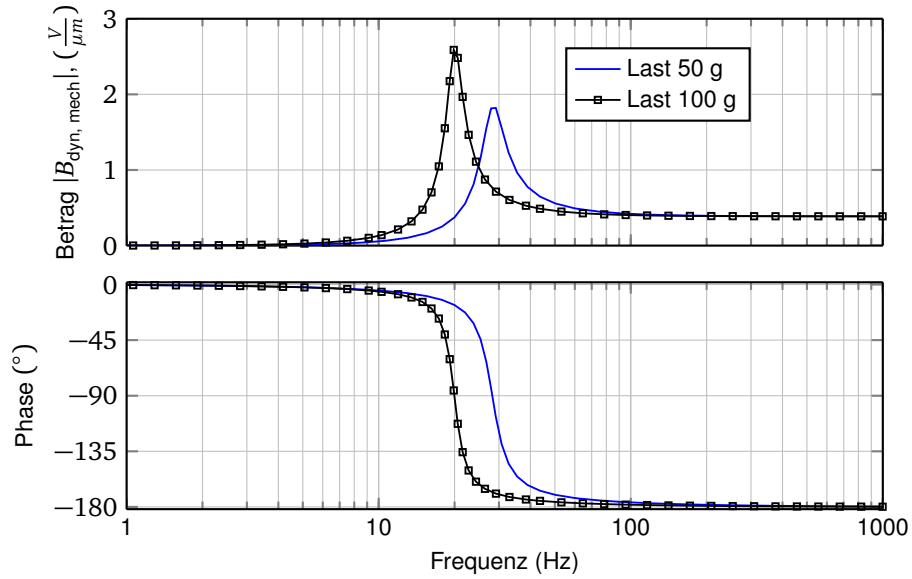


Abbildung 6.10: Theoretischer dynamischer Übertragungsfaktor $B_{\text{dyn, mech}}$ des Sensors für die Erfassung mechanischer Vibrationen an der Lagerhalterung. Die Werte für die Übertragungsfunktion $G_{\text{sensor}}(s)$ sind aus Tab. 5.3 entnommen.

Im Falle der Aktivierung des Aktors durch eine elektrische Spannung U_H steigt die Empfindlichkeit des Sensors und der Umrechnungsfaktor K_r beträgt 0,1705 (Abb. 6.9). In diesem Betriebsmodus bewegt sich die Halterung des Lagerelements nicht ($z_{\text{st}}=0$). Der Zusammenhang zwischen der Diagonalspannung U_D und der Auslenkung z_m verursacht durch an dem Aktor angelegte elektrische Spannung ist definiert als

$$U_D = \frac{1}{4} \frac{\Delta R}{R} U_0 = \underbrace{\frac{1}{4} K_W U_0 \frac{0,1705}{l_{r0}}}_{B_{0, \text{el}}} z_m. \quad (6.16)$$

Die dynamische Übertragungsfunktion des Sensors $\frac{U_D}{U_a}$ wird anhand der Blockdiagramm aus Abb. 4.26 hergeleitet

$$U_D(s) = B_{0, \text{el}} z_m = B_{0, \text{el}} \frac{\frac{1}{m}}{s^2 + \frac{c_0}{m}s + \frac{k_{\text{dyn}}}{m}} K_u \frac{1}{k_0} \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A_{xy}}{z_0^2} U_a^2(s) = \underbrace{B_{0, \text{el}} G_{\text{sensor, akt}}(s)}_{B_{\text{dyn, el}}} U_a^2(s). \quad (6.17)$$

6.5 Charakterisierung des Sensors

Die aufgebauten Sensoren werden statisch und dynamisch charakterisiert und mit den theoretischen Voruntersuchungen abgeglichen. Das Sensorsignal wird nicht durch die Sorelektronik verstärkt, sondern direkt an die Messhardware cRIO von NI weitergeleitet.

6.5.1 Statisch

Zuerst wird das statische Verhalten des Sensors untersucht. Auf die Silikonscheibe in der Mitte des Aktors wird die Kraft ausgeübt und die Diagonalspannung aufgenommen. Insgesamt werden drei Zyklen gefahren, um die Nullpunktstabilität und den Linearitätsfehler zu ermitteln. Die Beanspruchung des Sensors wird langsam ($v=50 \mu\text{m/s}$) durchgeführt, um den Einfluss der viskoelastischen Eigenschaften des Silikons zu reduzieren. Trotz langsamer Messvorgänge tritt die Nullpunktverschiebung auf. Der Sensor hat eine sehr kleine Hysterese (ab 2. Zyklus).

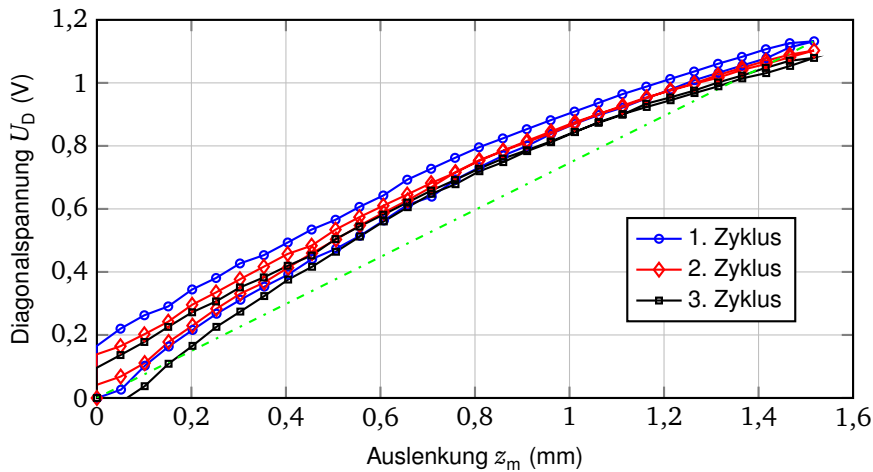


Abbildung 6.11: Statische Messergebnisse, mechanische Verformung des Sensors. Statischer Übertragungsfaktor $B_{0, \text{mech}} = \frac{U_D}{z_m} = 0,746 \frac{\text{V}}{\mu\text{m}}$

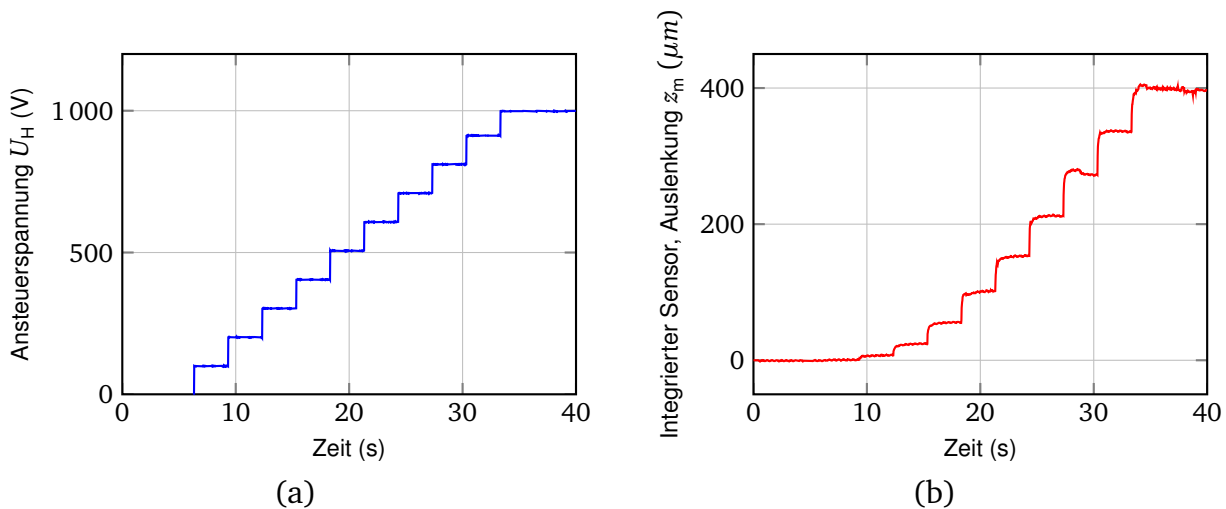


Abbildung 6.12: Erfassung der Auslenkung der Masse z_m bei Aktivierung der Lagerung mit einer Hochspannung. a) Ansteuerspannung U_H des Aktors (Schritthöhe: 100 V, Schlittlänge: 3 s. b) Umgerechnetes Ausgangssignal des integrierten resistiven Sensors, $B_{0, \text{el}}=0,93 \frac{\text{mV}}{\mu\text{m}}$.

Aber der Linearitätsfehler beträgt bis zu 9,6 %, welcher durch die Multiplikation mit einem inversen Polynom der Sensorkennlinie kompensiert werden kann. Eine Auslenkung von $z_m = 1,5 \text{ mm}$ entspricht einer radialen Dehnung $S_r = 4,2 \text{ \%}$.

Als nächstes wird das Verhalten des Sensors bei der Ansteuerung des Aktors mit der Hochspannung U_H analysiert (Abb. 6.12). Der Sensor zeigt gute Ergebnisse, aber auch in diesem Fall dauert es lange, bis der Nullwert erreicht wird. Entsprechend den theoretischen Simulationsergebnissen ist die Empfindlichkeit des Sensors höher und beträgt $B_{0, \text{el}} = 0,93 \frac{\text{mV}}{\mu\text{m}}$.

6.5.2 Dynamisch

Im zweiten Abschnitt der Charakterisierung wird das dynamische Verhalten des entwickelten Sensors analysiert. Ausgehend von theoretischen Berechnungen wird das Verhalten des Sensors unter Einfluss einer mechanischen Anregung an der Halterung des Lagerelements und einer elektrischen Anregung des DESA im Lagerelement untersucht.

Sensorverhalten bei mechanischer Anregung an der Halterung

Messungen werden an dem in Abb. 4.23 vorgestellten Messplatz durchgeführt. Mit dem Schwingungserreger werden die periodischen Störsignale z_{st} generiert und die Bewegung der Masse z_m an dem Lagerelement wird mit dem integrierten resistiven Sensor erfasst. Als Referenz dient die mit einem Vibrometer aufgenommene Auslenkung der Masse. Die Amplituden der störenden Vibrationen z_{st} liegen unterhalb von $200 \mu\text{m}$.

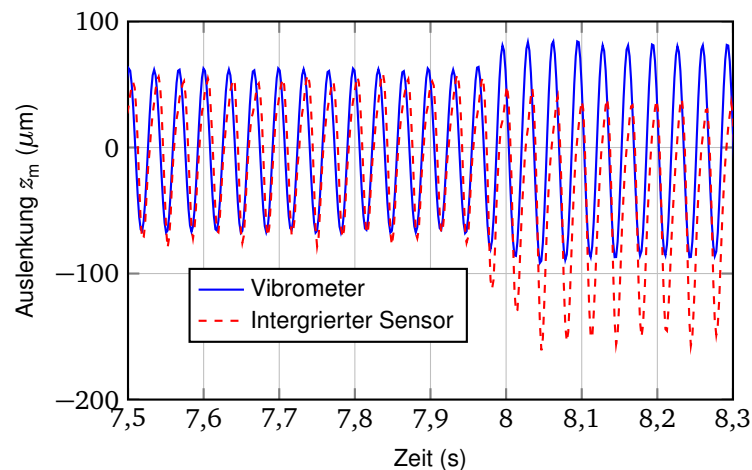


Abbildung 6.13: Dynamische Messergebnisse des resistiven Sensors bei mechanischer Anregung. Auf dem Lagerelement ist eine Last von 50 g positioniert. Eine sinusförmige vertikale Schwingung wird mit dem Schwingungserreger (Frequenz $f = 30 \text{ Hz}$, $t < 8 \text{ s}$: Amplitude $10 \mu\text{m}$, $t > 8 \text{ s}$: Amplitude $12,5 \mu\text{m}$) generiert. Zeitlicher Verlauf der Auslenkung der Masse, gemessen mit Vibrometer OFV 3001, Fa. Polytec und mit dem integrierten resistiven Sensor. Empfindlichkeit des resistiven Sensors beträgt $B_{\text{dyn, mech}} = 0,23 \frac{\text{mV}}{\mu\text{m}}$.

Die durchgeführten Messungen zeigen, dass unterhalb der mechanischen Resonanzfrequenz des aktiven Lagerelements die Empfindlichkeit des Sensors sehr schlecht ist. Erst in der Nähe der mechanischen Resonanzfrequenz kann das Sensorsignal erfasst werden. In Abb. 6.13 ist der zeitliche Verlauf der vertikalen Auslenkung der Masse von 50 g dargestellt. Die Messdaten sind sowohl mit dem integrierten resistiven Sensor als auch mit dem Vibrometer aufgenommenen. Die gemessene dynamische Empfindlichkeit des entwickelten Sensors ist deutlich kleiner als die theoretisch abgeschätzten Werte (Abb. 6.10). Bei der Resonanzfrequenz ist die Empfindlichkeit um den Faktor 8 kleiner als erwartet und beträgt $B_{\text{dyn, mech}} = 0,23 \frac{\text{mV}}{\mu\text{m}}$ (Abb. 6.10).

In Abb. 6.14a und 6.14b sind die Frequenzspektren der von den beiden Sensoren erfassten Signale abgebildet. Das Frequenzspektrum des resistiven Sensors enthält außer der Grundfrequenz von 30 Hz eine harmonische Frequenz bei 60 Hz, die durch die Nichtlinearität der Viertelbrückenschaltung des Sensors verursacht wird. Im höheren Frequenzbereich außerhalb der mechanischen Resonanzfrequenz nimmt die Empfindlichkeit des resistiven Sensors erwartungsgemäß wieder ab.

Eine Erhöhung der Amplitude des Anregungssignals führt zur Verschiebung des Offsets von dem Messsignal des resistiven Sensors (Abb. 6.13, $t > 8 \text{ s}$). Eine mögliche Ursache dafür ist die Instabilität des Kontaktwiderstandes zwischen dem DMS und der Leiterbahn. Die Anzeichen dafür sind in Abb. 6.11 erkennbar. Bei der statischen Verformung des Sensors ändert sich der elektrische Offset der Diagonalspannung U_D . Die aktuell verwendeten resistiven Sensoren werden manuell hergestellt. Der Herstellungsprozess ist noch nicht ausgereift. Dadurch treten hohe Schwankungen in der Qualität der aufgebauten Sensoren auf, was zu einer niedrigen Empfindlichkeit und instabilem Offset führt. Aufgrund instabiler Offsets wird keine Übertragungsfunktion des resistiven Sensors bei mechanischer Anregung der Halterung des Lagerelements aufgenommen.

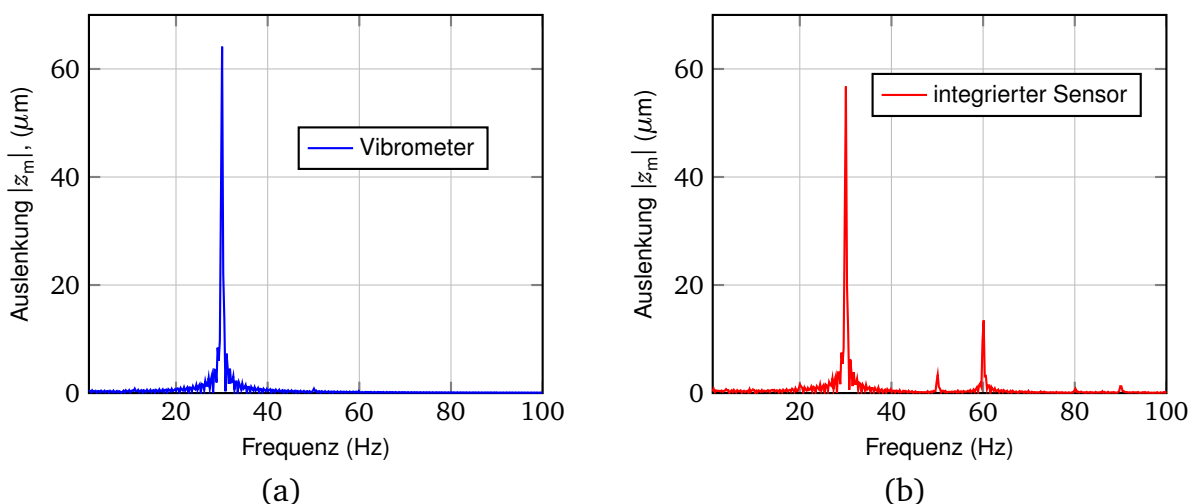
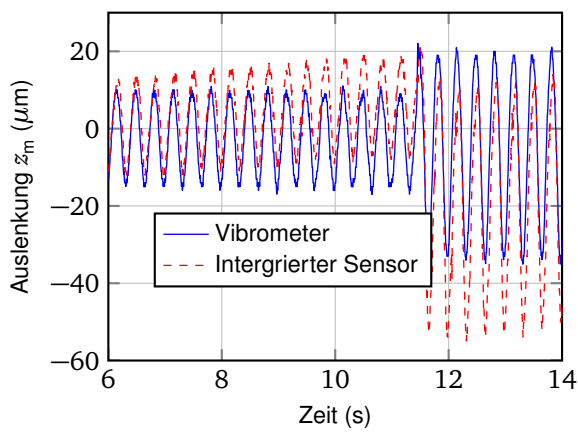


Abbildung 6.14: a) Frequenzspektrum des mit dem Vibrometer aufgenommenen Messsignals. b) Frequenzspektrum des mit dem integrierten resistiven Sensor aufgenommenen Messsignals.

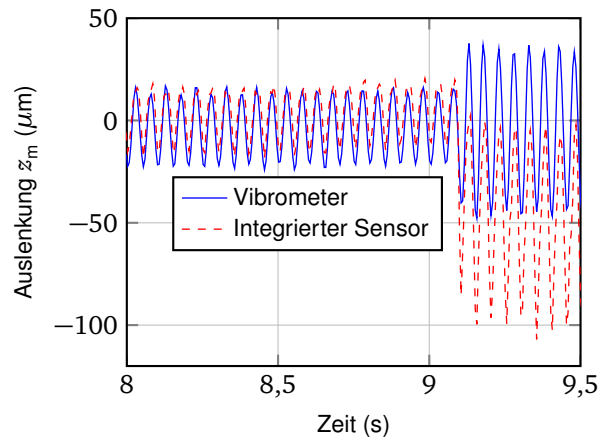
Sensorverhalten bei elektrischer Ansteuerung des DESA

Als nächstes wird der im Lagerelement eingebaute DESA mit einer elektrischen Hochspannung angesteuert und die Auslenkung der Masse von 50 g mit dem resistiven Sensor aufgenommen (Abb. 6.15a). Im Gegensatz zur mechanischen Anregung zeigt der Sensor in diesem Fall eine höhere Empfindlichkeit unterhalb der mechanischen Resonanz des Lagerelements, was auch den theoretischen Überlegungen entspricht (Gl. 6.17). Bei der elektrischen Ansteuerung des Lagerelements mit der Wechselspannung von 3 Hz entspricht die Empfindlichkeit dem statischen Wert und in der Nähe der Resonanzfrequenz steigt sie. Auch in diesem Fall wird das Problem mit dem instabilen Offset beobachtbar. Aufgrund des schwankenden Offsets kann die Übertragungsfunktion des entwickelten Sensors nicht aufgenommen werden, sondern es wird nur das Verhalten des Sensors bei den einzelnen Frequenzen gemessen. In Frequenzspektren des resistiven Sensors ist auch in diesem Fall die Frequenzverdoppelung beobachtbar (Abb. 6.15d-f).

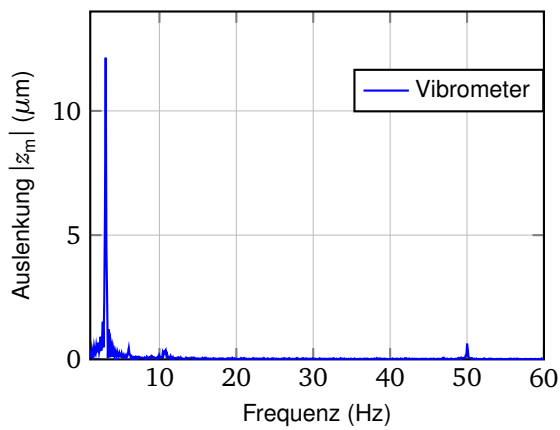
Um das Problem mit dem instabilen Offset zu umgehen, wird das Signal differenziert und abschließend mit einem Tiefpass gefiltert. Das gewonnene Signal entspricht der Geschwindigkeit der Masse v_m , die für die Regelung verwendet wird. Aufgrund der niedrigen Empfindlichkeit im unteren Frequenzbereich kann der entwickelte Sensor nur für das Kompensieren der Resonanzüberhöhung eingesetzt werden. Darüber wird in den nächsten Kapiteln berichtet (Abb. 6.15d,f).



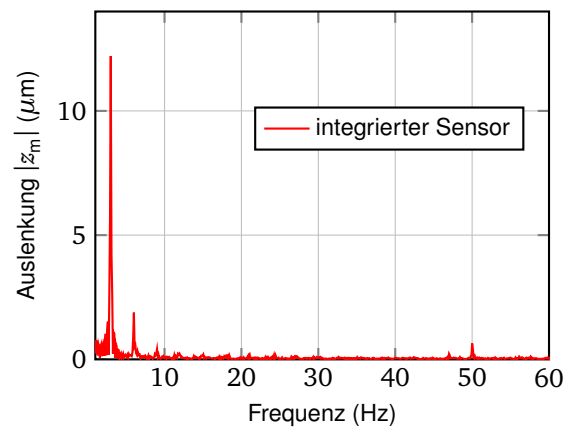
(a)



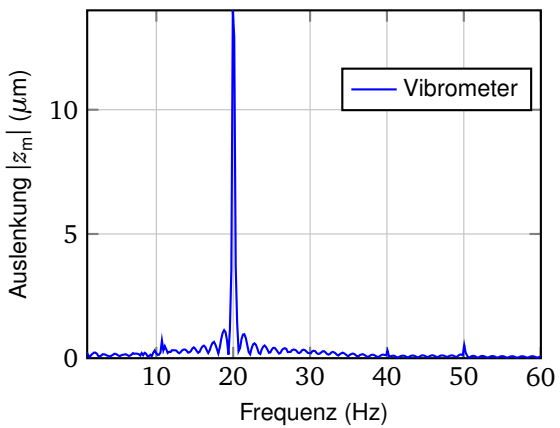
(b)



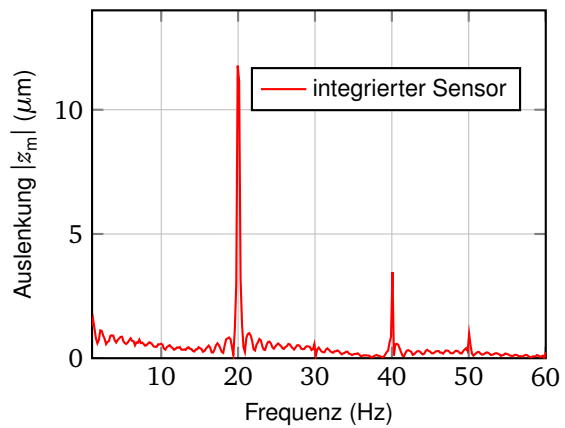
(c)



(d)



(e)



(f)

Abbildung 6.15: Erfassung der Auslenkung der Masse z_m bei der Aktivierung des Lagersystems mit der sinusförmigen Hochspannung $H(t) = 700 \text{ V} + 100 \text{ V} \sin(\omega t)$. a) Anregungsfrequenz des Aktors 3 Hz, $B_{\text{dyn, el}} = 0,95 \frac{\text{mV}}{\mu\text{m}}$. b) Anregungsfrequenz des Aktors 20 Hz, $B_{\text{dyn, el}} = 1,8 \frac{\text{mV}}{\mu\text{m}}$. c) Frequenzspektrum der mit Vibrometer aufgenommenen Auslenkung, 3 Hz. d) Frequenzspektrum der mit integriertem resistivem Sensor aufgenommenen Auslenkung, 3 Hz. e) Frequenzspektrum der mit Vibrometer aufgenommenen Auslenkung, 20 Hz. f) Frequenzspektrum der mit integriertem resistivem Sensor aufgenommenen Auslenkung, 20 Hz.

6.6 Fazit

In diesem Kapitel wird die Entwicklung eines kompakten resistiven Sensors vorgestellt, der auf der Aktoroberfläche aufgebaut wird. Die Dehnungsmessstreifen werden aus industriellen Ruß *Vulcan XC72R* hergestellt, welcher durch das Stempeln auf die Oberfläche des Aktors aufgetragen wird. Die ersten Prototypen werden manuell angefertigt und dadurch weisen sie größere Toleranzen auf. In der Zukunft kann der Herstellungsprozess nach dem gleichen Prinzip wie bei DESA realisiert werden [80].

Der Sensor zeigt gute Ergebnisse bei der Erfassung statischer Auslenkungen der Masse. Die Empfindlichkeit liegt nah an dem gewünschtem Wert von $1 \frac{mV}{\mu m}$. Simulationen und theoretische Überlegungen ergeben, dass die Empfindlichkeit des Sensors von der Art der Anregung des DESA abhängt.

Die Anforderungen an das dynamische Verhalten des Sensors konnten nicht ganz erfüllt werden. Dieser Sensor kann nur für die Detektion der mechanischen Resonanzüberhöhung des Lagerelements eingesetzt werden.

In nachfolgenden Arbeiten kann die Verschaltung der DMS optimiert werden. Der resistive Sensor kann als Zweiviertelbrücke mit einer Kompensation der Verkippung in der xy-Ebene aufgebaut werden (Abb. 6.16) [114].

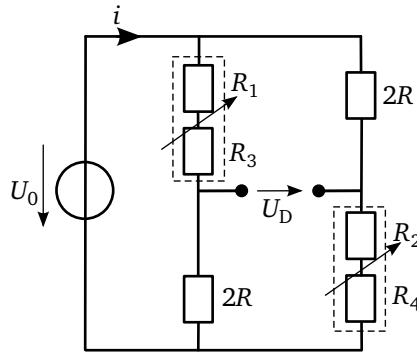


Abbildung 6.16: Sensor mit Zweiviertelbrücken-Verschaltung. Die Verkippung der Masse in die xy-Ebene wird kompensiert.

In dieser Konfiguration werden alle vier DMS im Bereich der maximal auftretenden Dehnung positioniert und gleichartig ausgerichtet. Die vertikale Verformung des Aktors in z-Richtung führt zur Dehnung der DMS und der Zunahme der Widerstände. Um die unerwünschten Widerstandsänderungen durch die Kippung in x- und y-Richtungen zu vermeiden, werden die Widerstände R_1 mit R_3 und R_2 mit R_4 in einer Reihe geschaltet. Im Falle der Kippung in x-Richtung wird der Widerstand R_1 gestaucht und der Widerstand R_3 um den gleichen Wert gedehnt

$$R_{13} = R_1 + \Delta R_{1,z} + \Delta R_{1,x} + R_3 + \Delta R_{3,z} - \Delta R_{3,x} = 2R + 2\Delta R. \quad (6.18)$$

Die Kompensation in die y-Richtung funktioniert nach dem gleichen Prinzip. Außerdem kann die Nichtlinearität des entwickelten resistiven Sensors für den Ausgleich der Nichtlinearität des Aktors bei der Ansteuerung mit der Offsetspannung untersucht werden (Gl. 4.31).



7 Aktive Dämpfungsmatte

Nachdem in den vorherigen Kapiteln ein aktives Lagerelement auf Basis von DESA mit einem integrierten resistiven Sensor entworfen und aufgebaut wurde, wird in diesem Kapitel daraus eine aktive Dämpfungsmatte konstruiert, welche sensible Geräte mit einer Masse von bis zu 1 kg vor Vibrationen schützt. Die aktive Dämpfungsmatte wird in einen Regelkreis integriert. Für die Regelung werden sowohl der integrierte resistive Sensor als auch externe Sensoren eingesetzt und miteinander verglichen.

7.1 Entwurf

Industriell finden passive Dämpfungsmatten für das Unterbinden der Ausbreitung von störenden Vibration große Verbreitung [115, 116]. Sie werden als Unterlegmatten für große Maschinen, Zuggleise usw. eingesetzt. Die passiven Dämpfungsmatten haben verschiedene Profilgeometrien, die meistens basierend auf den Erfahrungswerten für die bestimmte Anwendung ausgewählt werden.

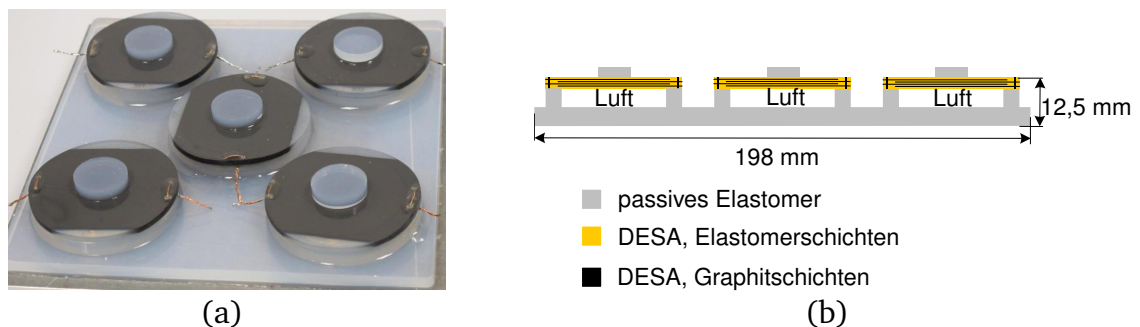


Abbildung 7.1: a) Foto der aufgebauten aktiven Dämpfungsmatte, Abmessungen $l \times b \times h$: $140 \times 140 \times 20 \text{ mm}^3$, b) Diagonaler Schnitt der aktiven Dämpfungsmatte.

In Abb. 7.1 ist die aktive Dämpfungsmatte abgebildet. Sie besteht aus 5 einzelnen Lagerelementen (Abb. 5.5a). Die Basis der Matte ist aus demselben Silikon Elastosil P7670 wie die DESA gegossen. Ihre Form kann auf die Anwendung zugeschnitten werden. Der Boden der Silikonplatte ist flach, in der Zukunft kann untersucht werden, ob ein Profil die passiven Eigenschaften verbessert. Die Abmessungen der in dieser Arbeit aufgebauten Dämpfungsmatte sind $l \times b \times h$: $140 \times 140 \times 20 \text{ mm}^3$. Sie ist für die Isolierung von sensiblen Geräte mit einer Masse von ca. 1 kg ausgelegt. Der resistive Sensor ist in den mittleren DESA integriert.

Die einzelnen Aktoren sind in der aktiven Dämpfungsmatte parallel verschaltet (Abb. 7.2). Für die Ansteuerung wird ein 5-fach höherer elektrischer Strom bei konstant gebliebener elektrischer Spannung benötigt.

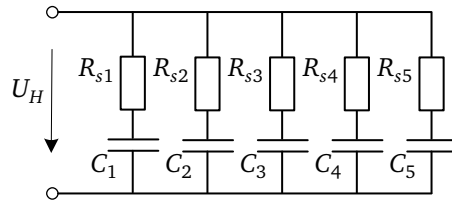


Abbildung 7.2: Parallele Verschaltung der DESA in der aktiven Matte.

7.2 Charakterisierung

Die Dämpfungsmatte wird nach dem gleichen Prinzip wie die einzelnen Lagerelemente im vorherigen Kapitel messtechnisch charakterisiert. Im ersten Schritt wird die passive Übertragungsfunktion am Messplatz aus Abb. 4.23 erfasst. Danach wird das aktive Verhalten der Dämpfungsmatte ermittelt. Dafür wird an die aktive Dämpfungsmatte eine Gleichspannung von 700 V angelegt, um einen Arbeitspunkt einzustellen, um den die Aktoren bei der Anregung mit der Wechselspannung sich bewegen. Daraus generierte Modelle werden in MATLAB / Simulink für den Entwurf der Regelung eingesetzt.

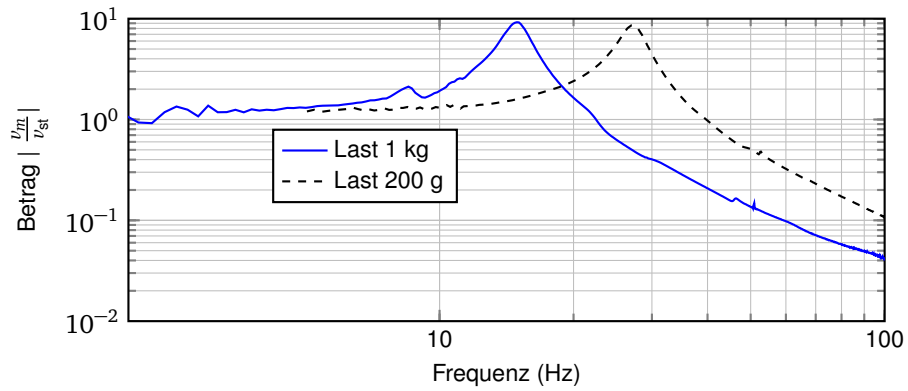
In Abb. 7.3 sind die messtechnisch ermittelten Kennlinien mit den entsprechenden identifizierten Modellen der Dämpfungsmatte dargestellt. Sie entsprechen dem Verhalten der einzelnen Lagerelemente. Die identifizierten Parameter sind in der Tab. 7.1 zusammengefasst. Die Federsteifigkeit der Matte hat sich wie erwartet um ca. Faktor 5 erhöht (Tab. 5.3). Die Übertragungsfunktion der Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der elektrischen Spannung ist definiert als

$$v_m(s) = K_u \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A_{xy}}{z_0^2} \frac{s}{s^2 + 16,1s + 9700} \left(\frac{1}{\frac{1}{601}s + 1} \right)^2 U_H. \quad (7.1)$$

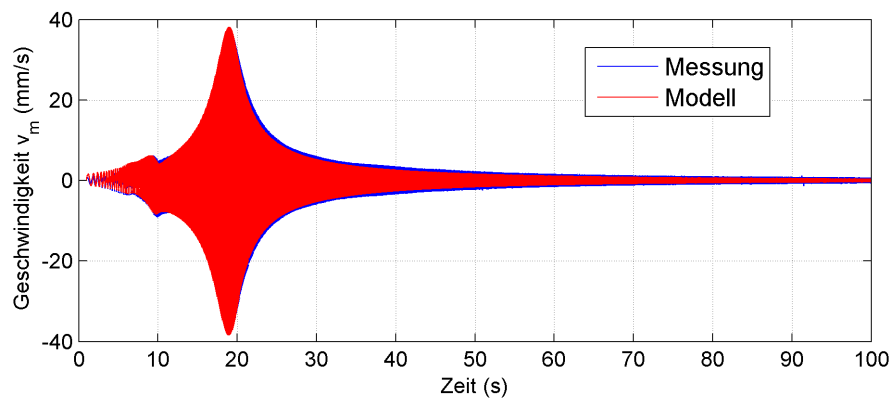
Tabelle 7.1: Messtechnisch ermittelte Parameter der aufgebauten Dämpfungsmatte mit der Last 1 kg.

Parameter	Messwerte
Resonanzfrequenz f_r	15,6 Hz
dynamische Federsteifigkeit k_{dyn}	9700 N/m
statische Federsteifigkeit k_0	5870 N/m
Dämpfungskonstante c_0	16,1 Ns/m
Dämpfungsfaktor D_c	0,081

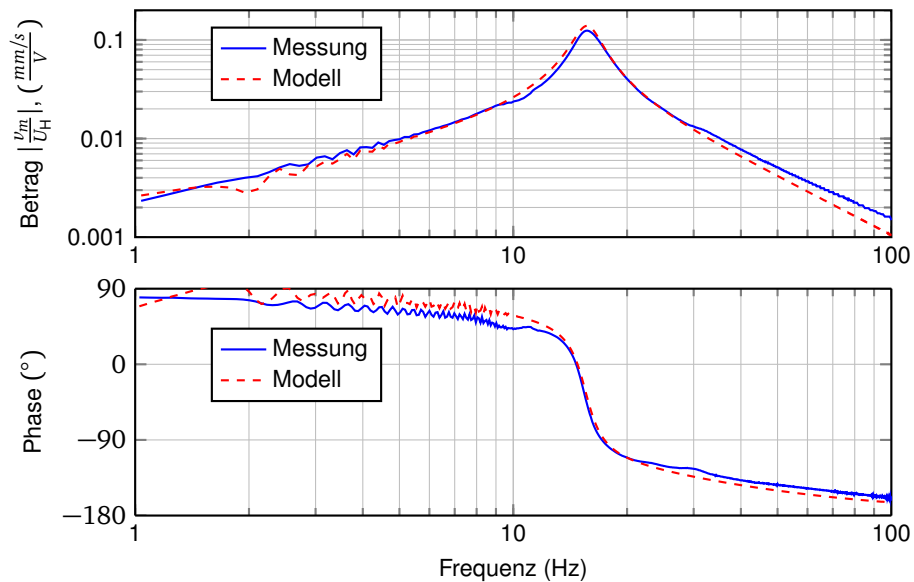
Deren Polstellen befinden sich in der linken Halbebene, das heißt die Übertragungsfunktion der aktiven Dämpfungsmatte ist stabil. Des Weiteren fällt bei näherer Analyse der Messergebnisse auf, dass die dynamische Federsteifigkeit der Dämpfungsmatte im Vergleich zu einzelnen Lagerelementen durch die Masse der Nutzlast stärker beeinflusst wird. Mit zunehmender Last wird das System steifer (Abb. 7.3a).



(a)



(b)



(c)

Abbildung 7.3: Messwerte der aktiven Dämpfungsmatte mit einer Last von 1 kg. a) Passives Isolierungsverhalten der Lagerung (Transmissibilität), b) Zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit v_m der Masse bei Gleitsinus-Anregung mit der elektrischen Spannung, c) Übertragungsfunktion $\frac{v_m}{U_H}$ der aktiven Dämpfungsmatte, Vergleich zwischen Messung und Modell. Nichtlineare Effekte werden in der Übertragungsfunktion nicht abgebildet.

7.3 Grundlagen der Regelalgorithmen

Nachdem ein Modell der aktiven Dämpfungsmatte identifiziert wurde, wird ein Regler für das Gesamtsystem mit Hilfe von MATLAB/Simulink ausgelegt und an der aufgebauten Dämpfungsmatte getestet. Als erstes werden die Anforderungen an den Regelalgorithmus aufgestellt und anhand dieser Parameter ein geeigneter Typ ausgewählt und charakterisiert.

7.3.1 Anforderungen an die Regelung

Die Aufgabe des Regelalgorithmus ist die Generierung eines Stellsignals für den Aktor, damit er einen Hub mit gleicher Amplitude und 180° phasenverschoben erzeugt, um störende Vibrationen zu kompensieren. Außerdem soll der Regler die Resonanzüberhöhung des Systems eliminieren; dadurch verbessert sich insbesondere die Schwingungskompensation bei den Sprunganregungen (Abb. 4.8a). Die wichtigen Parameter für den Regler sind die Reaktionszeit, die stationäre Genauigkeit der Amplitude und der Phase. In Abb. 7.4 ist der Einfluss der Phase auf die Kompensation der Störung dargestellt. Es besteht ein linearer Zusammenhang: je größer die Phasenabweichung desto schlechter die Schwingungskompensation. Bei der Phasenverschiebung zwischen dem Störsignal und dem Aktorhub von 5 % wird die Vibration nur zu 91 % unterdrückt.

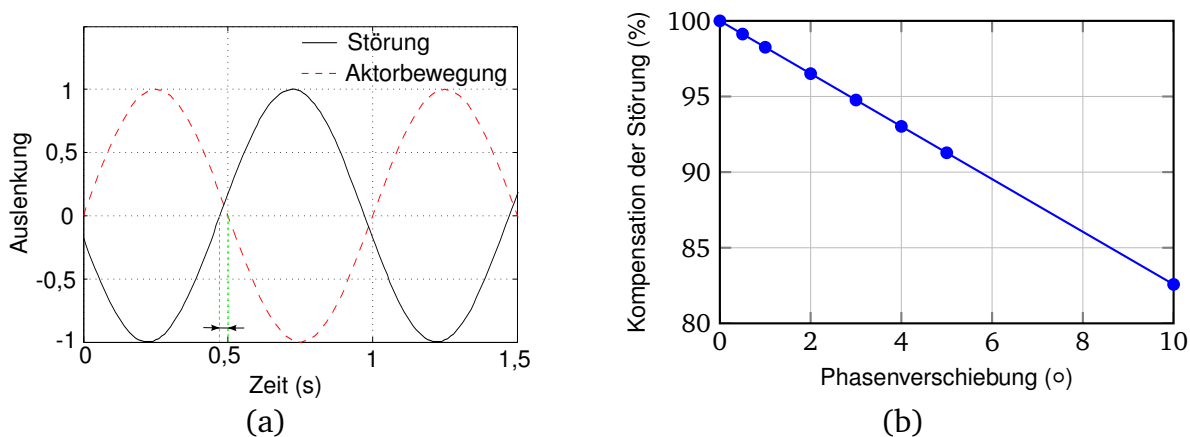


Abbildung 7.4: Einfluss der Phasenverschiebung auf die Kompensation der Störung, a) Zeitlicher Verlauf der Stör- und Regelsignale, b) Kompensation der Störung vs. Phasenverschiebung. Die Ergebnisse sind durch das Addieren des Aktor- und Störsignals ermittelt worden.

Eine weitere wichtige Anforderung für die Regelung ist die Robustheit, die insbesondere für die aktive Dämpfungsmatte aus Elastomeraktoren von großer Bedeutung ist. Sowohl die mechanischen als auch die elektrischen Eigenschaften der DESA hängen von der Last und Temperatur ab. Folglich soll die Stabilität der Regelung durch die Änderung der elektrischen und mechanischen Parameter nicht beeinflusst werden.

Zuletzt soll darauf geachtet werden, dass eine kostengünstige Hardware eingesetzt werden kann. Die Abtastfrequenz f_s eines diskreten Reglers soll im Bereich

$$f_s \approx 6 f_r \cdots 20 f_r \quad (7.2)$$

liegen, damit ein gutes Führungsverhalten und eine schnelle Störunterdrückung erreicht wird [117]. Da die aktive Schwingungsdämpfung nur im unteren Frequenzbereich bis ca. 100 Hz erforderlich ist [34], kann die Regelung auf einem kostengünstigen Mikrokontroller realisiert werden.

In dieser Arbeit wird die Regelung auf einer echtzeitfähigen Hardware cRIO 9022 von NI implementiert, welche eine flexible Gestaltung des Reglers ermöglicht.

7.3.2 Auswahl der Reglerstruktur

Der erste Schritt bei der Auslegung des Reglers ist die Auswahl einer geeigneten Struktur. Zwei völlig verschiedene Regelansätze, die verbreitet für die aktive Schwingungsunterdrückung eingesetzt werden, sind Feedforward- und Feedback-Regelung [29].

Feedforward-Regelung

In Abb. 7.5 ist die Struktur der Feedforward-Regelung abgebildet [29]. Für die Realisierung dieses Konzeptes werden zwei Sensoren benötigt; einer erfasst die Störung z_{st} und der zweite misst die Fehlerabweichung zwischen dem Stellsignal des Aktors und der Störung, in diesem Fall die Vibration z_m des zu isolierenden Gerätes. Der Kern des Reglers ist ein adaptiver Filter, dessen Parameter online anhand der Messsignale von beiden Sensoren berechnet werden. Dadurch passt sich die Regelung an das System und an die auftretenden Änderungen selbstständig an. Für den Entwurf wird kein Modell des Systems benötigt. Diese Struktur der Regelung kann effektiv für die Kompensation hochfrequenter Schwingungen eingesetzt werden, deswegen wird sie verbreitet für active noise control (ANC) genutzt.

Die Verwendung der Feedforward-Regelung ist kostenintensiv, weil erstens zwei Sensoren benötigt werden und zweitens für die Implementierung eines adaptiven Filters leistungsstarke Rechner erforderlich sind.

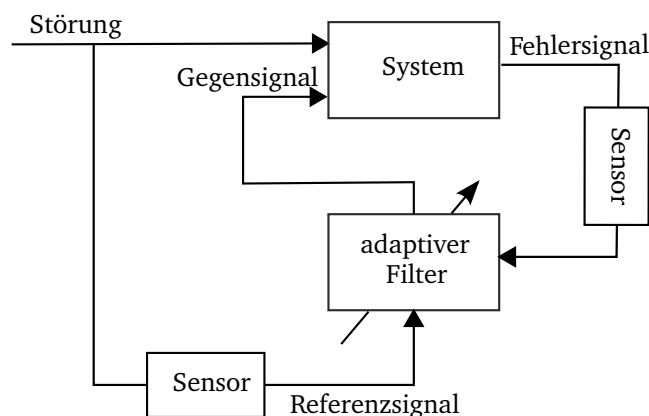


Abbildung 7.5: Struktur der Feedforward-Regelung.

Feedback-Regelung

Eine grundlegende Reglerstruktur ist die Feedback-Regelung. Ein Sensor erfasst die Regelgröße z_m , die mit der Führungsgröße verglichen wird. Aus der Fehlerabweichung erzeugt der Regelalgorithmus ein Stellsignal für den Aktor so lange, bis die Fehlerabweichung gegen Null geht. Im Falle der aktiven Schwingungskompensation ist die Führungsgröße gleich Null, folglich entspricht die Fehlerabweichung immer der negativen Störgröße. Für die Auslegung des Regelalgorithmus können gängige Entwurfsmethoden wie z.B. die Wurzelortskurve (WOK) für den PID-Regler oder Kompensationsregelung usw. eingesetzt werden [117]. Ein Regelkreis mit der Feedback-Struktur ist besser für die aktive Dämpfungsmatte geeignet, da dafür nur ein Sensor benötigt wird und kein Mikrokontroller mit großer Rechenleistung notwendig ist. Dadurch wird das aktive Dämpfungssystem möglichst einfach realisiert.

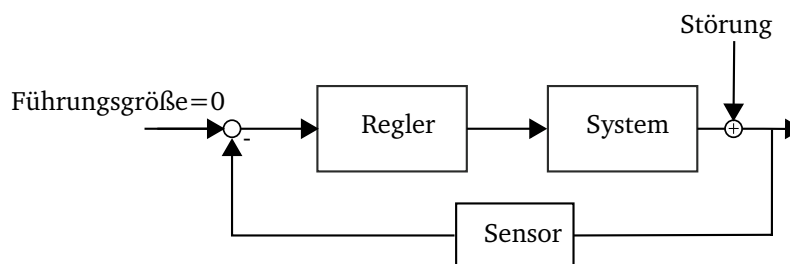


Abbildung 7.6: Struktur der Feedback-Regelung.

7.3.3 Auswahl des Reglertyps

An einem einzelnen aktiven Lagerelement wurden verschiedene Reglertypen wie der PID-Regler oder ein Kompensationsregler untersucht und miteinander verglichen [138]. Dabei konnte die Resonanzüberhöhung mit einem Kompensationsregler um 40 dB gesenkt werden. Die Regler waren für ein Modell des Lagerelements ausgelegt, die Robustheit wurde nicht betrachtet.

In diesem Kapitel wird ein einfacher robuster Skyhook-Regler vorgestellt. Die komplexen Regelalgorithmen werden nicht betrachtet, weil DESA und der integrierte resistive Sensor noch nicht vollständig ausgereift sind. Die elektrische Kontaktierung der Aktorschichten (Kap. 4.8.1) und die Empfindlichkeit des integrierten resistiven Sensors sollen zuerst optimiert werden (Kap. 6), bevor komplexe Regelalgorithmen entworfen werden.

Skyhook-Regler

Der Skyhook-Regler stellt einen virtuellen Dämpfer dar, der fiktiv im Raum fixiert ist und geschwindigkeitsabhängig dämpft [26] (Abb. 7.7). Er entspricht einem P-Regler, bei dem die Geschwindigkeit als Regelgröße verwendet wird.

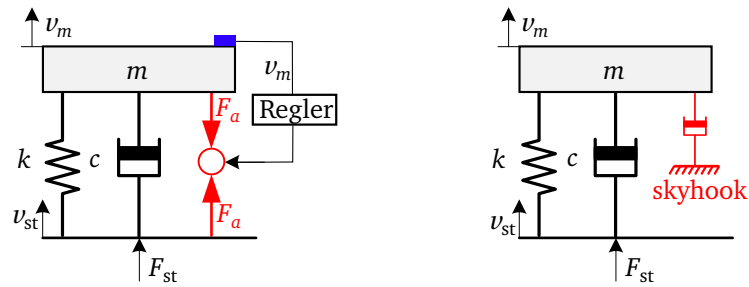


Abbildung 7.7: Prinzip der Skyhook-Regelung [26].

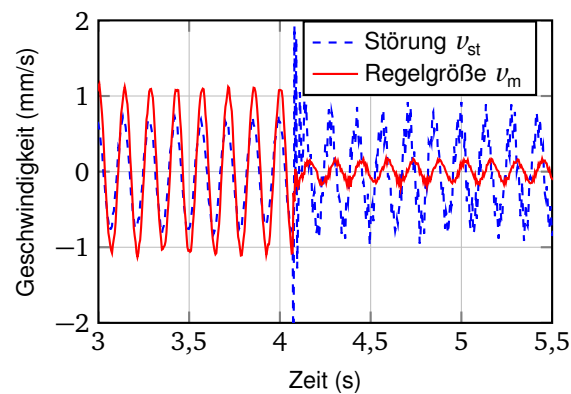
7.4 Experimentelle Ergebnisse der aktiven Schwingungskompensation

Der geschlossene Regelkreis des aktiven Dämpfungssystems besteht aus einer echtzeitfähigen Hardware cRIO 9022, in der ein Regelalgorithmus und die Ansteuerung des Schwingungserregers integriert sind. Für die Hochspannungsversorgung der DESA wird ein TREK 2000a Verstärker eingesetzt. Die periodischen Störschwingungen werden mit dem Schwingungserreger B&K 4810 generiert. Für die Erfassung der Schwingungen werden drei verschiedene Sensortypen eingesetzt und miteinander verglichen (Tab. 7.2).

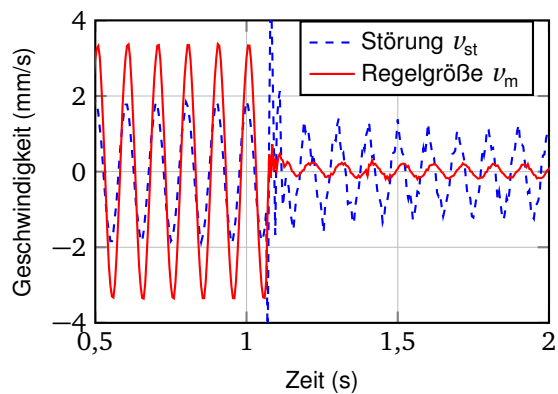
Tabelle 7.2: Empfindlichkeiten der für die Regelung eingesetzten Sensoren.

Sensor	Modell	Messgröße	Empfindlichkeit
Vibrometer [58]	Polytec OFV 3001	Geschwindigkeit	$1 \frac{mV}{\frac{\mu m}{s}}$
Beschleunigungssensor [118]	352C22, PCB Piezotronics	Beschleunigung	$1 \frac{mV}{\frac{m}{s^2}}$
resistiver Sensor	eigene Entwicklung (Kap. 6.5)	Weg	$0,23 \frac{mV}{\mu m}$ in Resonanz

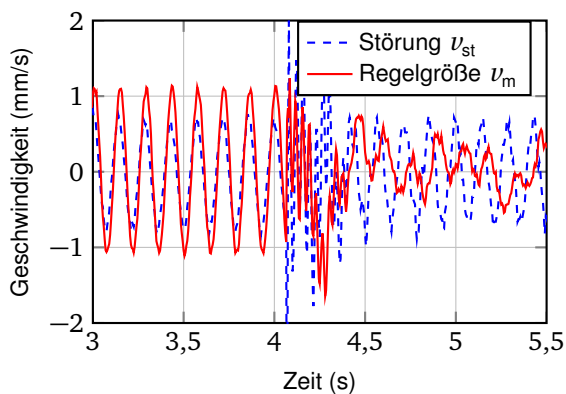
Der Vibrometer-Sensor wird als Referenz verwendet, weil er eine sehr hohe Empfindlichkeit aufweist. Das gemessene Signal des Geschwindigkeitssensors wird gefiltert und im Skyhook-Regler verstärkt. Der zweite eingesetzte Sensor ist der Beschleunigungssensor von Fa. PCB Piezotronics; das gemessene Beschleunigungssignal wird zuerst integriert und dann mit einem Hochpass gefiltert, um bei der Integration hervorgerufene Gleichanteile zu entfernen. Der letzte getestete Sensor ist ein selbst entwickelter resistiver Wegsensor (Kap. 6). Für die Kompensation der störenden Offset-Signale und für die Erzeugung eines Geschwindigkeitssignals wird zuerst das Messsignal differenziert und danach mit einem Tiefpass gefiltert, um hochfrequente Anteile, die bei der Ableitung generiert werden, zu unterdrücken.



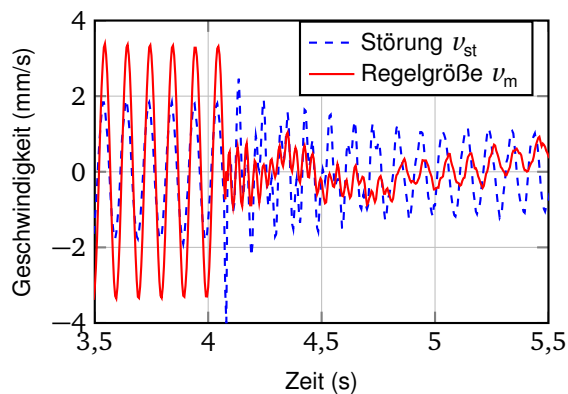
(a)



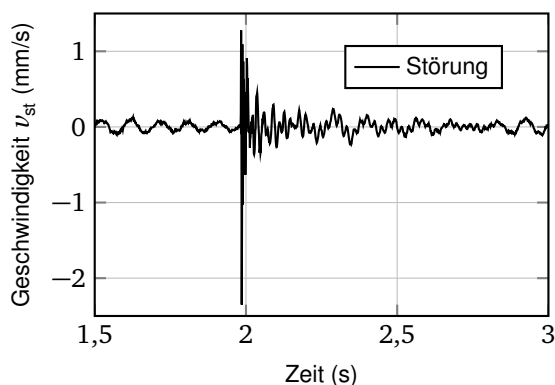
(b)



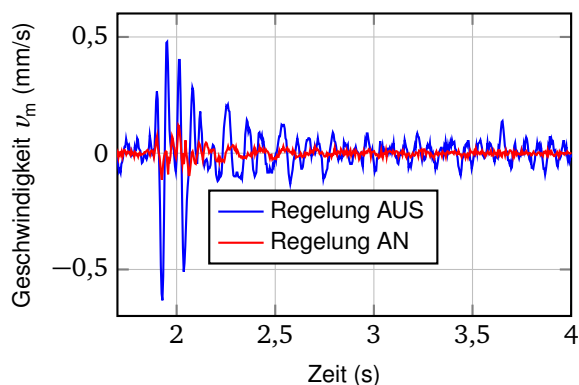
(c)



(d)



(e)



(f)

Abbildung 7.8: Messergebnisse der Kompensation der sinusförmigen und stochastischen Störungen mit der aktiven Dämpfungsmatte. a) Skyhook-Regelung, verwendeter Sensor: Vibrometer, Störung: Sinussignal mit 7 Hz. b) Skyhook-Regelung, verwendeter Sensor: Vibrometer, Störung: Sinussignal mit 10 Hz. c) Skyhook-Regelung, verwendeter Sensor: Beschleunigungssensor PCB 352C22, Störung: Sinussignal mit 7 Hz. d) Skyhook-Regelung, verwendeter Sensor: Beschleunigungssensor PCB 352C22, Störung: Sinussignal mit 10 Hz. e) Sprunghaftes Störsignal, Dämpfungsmatte befindet sich am Schreibtisch. f) Aktive und passive Dämpfung der Sprunganregung, Skyhook-Regelung, verwendeter Sensor: Vibrometer.

Zuerst wird das Dämpfungsverhalten des aktiven Systems für periodische Anregungen unterhalb der Resonanzfrequenz untersucht. In diesem Frequenzbereich ist die passive Dämpfung nutzlos. Für die Durchführung dieser Tests wird die Dämpfungsmatte auf dem Schwingungserreger positioniert und eine vertikale sinusförmige Anregung generiert (Prüfstand: Abb. 4.23). Die Ergebnisse der aktiven Unterdrückung der Vibrationen sind in Abb. 7.8a-d dargestellt. Die Regelung mit dem integrierten resistiven Sensor ist nicht möglich, da die Empfindlichkeit nicht ausreichend ist. Auch die Ergebnisse mit dem Beschleunigungssensor sind nicht zufriedenstellend, da die Empfindlichkeit mit der Frequenz linear abnimmt. Die besten Ergebnisse werden mit dem Vibrometer-Sensor erreicht (Abb. 7.8a-b). Bei der Frequenz von 7 Hz wird die Störung um den Faktor 4,3 und bei 10 Hz um den Faktor 9,35 gedämpft.

Im nächsten Schritt wird die Ausregelung der stochastischen Störungen untersucht. Dafür wird die Dämpfungsmatte mit einem Gewicht von 1 kg, welches ein sensibles Gerät darstellt, auf dem Schreibtisch positioniert. Die stochastischen Störungen werden durch Fußtritte am Boden hervorgerufen. Da die Amplituden des Störungssignals relativ klein sind, können sie nur mit dem Vibrometer sauber gemessen werden (Abb. 7.8e). Im aktiven Zustand wird die Amplitude der Störung um ca. Faktor 10 reduziert (Abb. 7.8f).

Zuletzt wird das Reglerverhalten im Frequenzband 1-100 Hz analysiert. Der Schwingungserreger erzeugt eine Gleitsinusanregung, die durch die aktive Dämpfungsmatte kompensiert wird. In Abb. 7.9 sind die Ergebnisse mit den verschiedenen Sensoren dargestellt. Am besten werden die Störungen mit dem Vibrometer-Sensor kompensiert. Der Skyhook-Regler mit dem integrierten resistiven Sensor kompensiert fast vollständig die Resonanzüberhöhung, was für viele Anwendungen schon ausreichend ist [29].

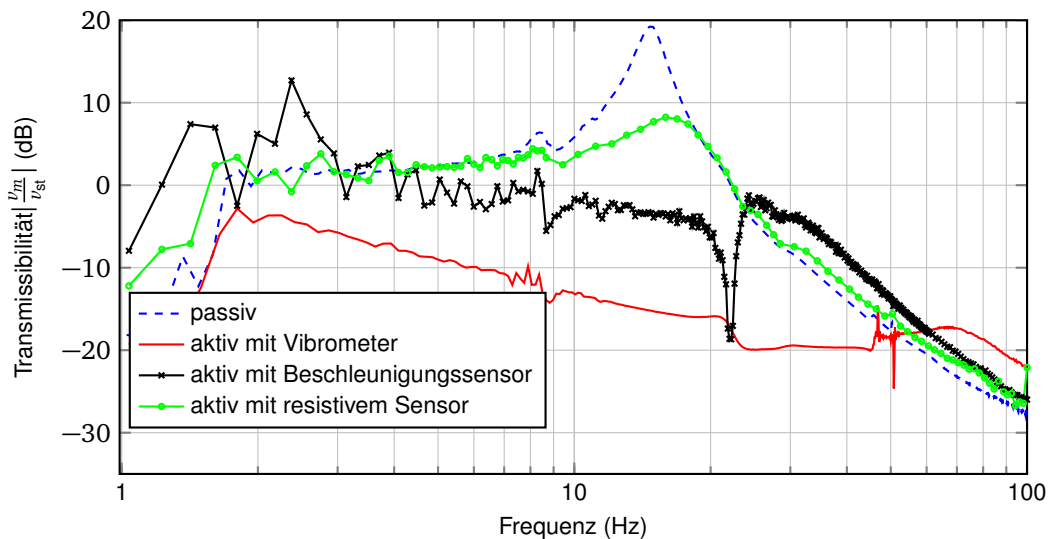


Abbildung 7.9: Aktive Schwingungsisolierung eines sensiblen Gerätes mit der Masse 1 kg von störenden niederfrequenten Vibrationen mit der Skyhook-Regelung. Die Regelergebnisse der drei untersuchten Sensoren werden miteinander verglichen. Anregung: Gleitsinus, Steigung der Frequenz $m_{st}=0,833 \frac{Hz}{s}$, Amplitude des Störsignals: $v_{st}=3 \text{ mm/s}$.

7.5 Fazit

Die entwickelte aktive Dämpfungsmatte bietet eine günstige Alternative zu den auf dem Markt vorhandenen aktiven Schwingtischen. Das Basismaterial der Dämpfungsmatte ist Silikon; dadurch ist sie sehr flexibel. Die aufgebaute Dämpfungsmatte hat die Abmessungen $l \times b \times h$: $140 \times 140 \times 20 \text{ mm}^3$ und kann abhängig von der Anwendung beliebig erweitert werden. In Zukunft kann die entwickelte Dämpfungsmatte z. B. für kompakte optische Messgeräte eingesetzt werden (Abb. 7.10). Eine Besonderheit dieser aktiven Matte ist die

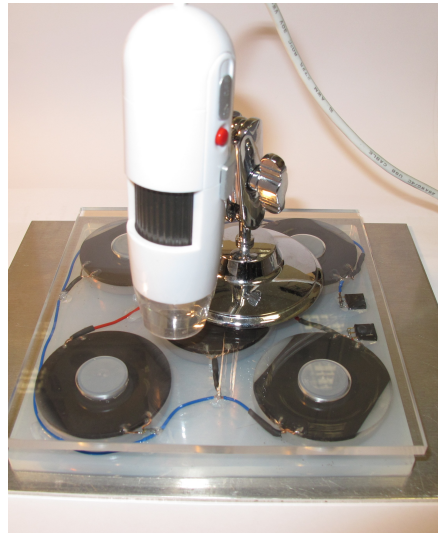


Abbildung 7.10: a) Schutz der kompakten Mikroskops von den Vibrationen mit der aktiven Dämpfungsmatte.

Kombination von passiven und aktiven Eigenschaften. Im unteren Frequenzbereich unterdrücken die Aktoren aktiv die Vibrationen. Dagegen werden die hochfrequenten Störungen (ab 100 Hz) passiv aufgrund der Materialdämpfung des Elastomers, welches als Grundmaterial für die Herstellung der DESA dient, eliminiert.

Für die Unterdrückung der niederfrequenten Störungen wird eine Skyhook-Regelung implementiert, die eine geschwindigkeitsabhängige Dämpfung der aktiven Dämpfungsmatte erzeugt. Die Schwingungen werden mit drei verschiedenen Sensoren erfasst. Mit der Skyhook-Regelung in Kombination mit dem Vibrometer können sowohl periodische als auch sprungartige Störungen erfolgreich unterdrückt werden.

8 Inertialmassenerreger basierend auf DESA

Eine weitere Anwendung dielektrischer Elastomeraktoren im Bereich „aktive Vibrationsunterdrückung“ ist der Inertialmassenerreger. Bei dieser Anwendung müssen die Aktoren keine strukturtragenden Eigenschaften vorweisen und im Vergleich zur aktiven Lagerung liegt deren Anwendungsbereich zwischen wenigen Hz bis kHz. Wie im Kap. 1 schon beschrieben wird die dynamische Kraft durch die Beschleunigung einer seismischen Masse erzeugt. Die Inertialaktoren werden entweder für die Unterdrückung von Körperschall-schwingungen an flächigen Strukturen wie z.B. an Trennwänden zwischen Motor und Insassenraum im Fahrzeug oder für die Dämpfung von breitbandigen Strukturschwingungen in Anlagen eingesetzt.

Industriell sind hauptsächlich die Inertialaktoren basierend auf dem elektrodynamischen Prinzip verbreitet [23], die sowohl für die aktive Schwingungskompensation als auch für haptische Wahrnehmung z.B. in Smartphones eingesetzt werden. Des Weiteren wird auch der Einsatz piezoelektrischer Wandler als Inertialerreger oder als Flächenaktor erforscht [11, 119]. Wichtige Anforderungen eines Inertialerregers sind:

- kleine Eigenmasse und geringes Volumen der Konstruktion,
- hoher Wirkungsgrad,
- lineares Verhalten über einen möglichst großen Frequenzbereich oberhalb der Resonanzfrequenz,
- Kostengünstige Ansteuerelektronik.

In dieser Arbeit untersuchte dielektrische Elastomeraktoren sind einfacher als elektrodynamische Aktoren aufgebaut und die Dichte des Basismaterials Silikon beträgt nur $1,06 \text{ g/cm}^3$, wodurch leichte Inertialaktoren, die gleichzeitig einen hohen Wirkungsgrad aufweisen, hergestellt werden können. In diesem Kapitel werden zwei Arten von dielektrischen Aktoren untersucht und experimentell getestet. Zuerst wird ein einschichtiger DEA nach dem gleichen Prinzip wie ein piezoelektrischer Flächenaktor vorgestellt, in dem der transversale Effekt ausgenutzt wird [120]. Danach werden zwei Konstruktionen des Inertialmassenerregers mit Stapelaktoren analysiert.

8.1 Einschichtiger Aktor (DEA) als Flächenaktor

Für die aktive Vibrationskontrolle an flächigen Strukturen werden bevorzugt piezoelektrische Flächenaktoren, die oft als Piezopatches bezeichnet werden, eingesetzt [121]. Bei dieser Art der Anwendung wird die transversale Kraft ausgenutzt, die senkrecht zum angelegten elektrischen Feld gerichtet ist. Die piezoelektrischen Aktoren zeichnen sich durch große Blockierkräfte von mehreren hundert Newton aus, die für die Anregung niederfrequenter Signale interessant sind. Mit der zunehmenden Frequenz sinken die an der flächigen Struktur auftretenden Kräfte.

Folglich kommen für die hochfrequenten Anwendungen auch DEA in Frage. Für eine Machbarkeitsstudie wird ein einschichtiger Aktor aufgebaut und messtechnisch ausgewertet. Die Herstellungsparameter des einschichtigen DEA sind:

Abmessungen $l \times b$:	60 mm x 30 mm,
Dicke des Dielektrikums:	200 μm ,
Dielektrikum:	Elastosil P7670, Wacker,
Elektrode:	Gesprühte Graphitelektrode.

Für die Charakterisierung wird der DEA in einem dafür aufgebauten Messplatz positioniert und in y-Richtung um 10 % vorgespannt (Abb. 8.1a). An den Aktor wird eine Gleitsinus-Spannung mit Gleichanteil angelegt

$$U_H = 1000 \text{ V} + 400 \text{ V} \sin(\omega t). \quad (8.1)$$

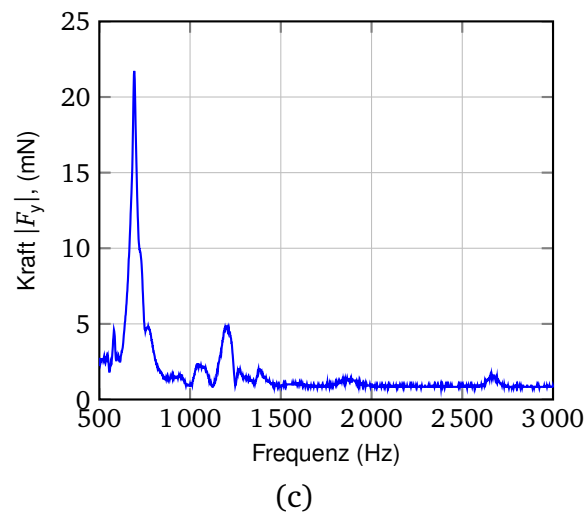
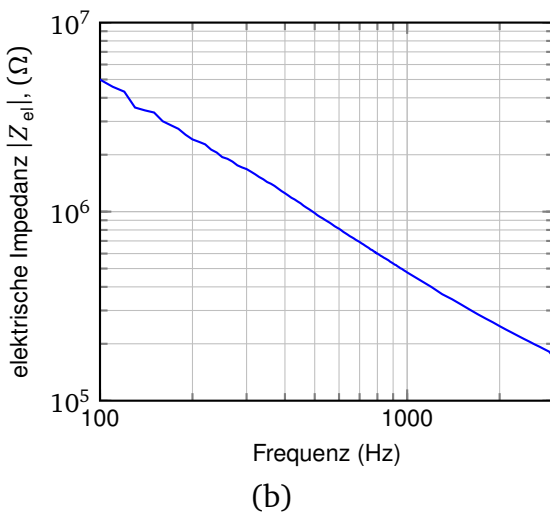
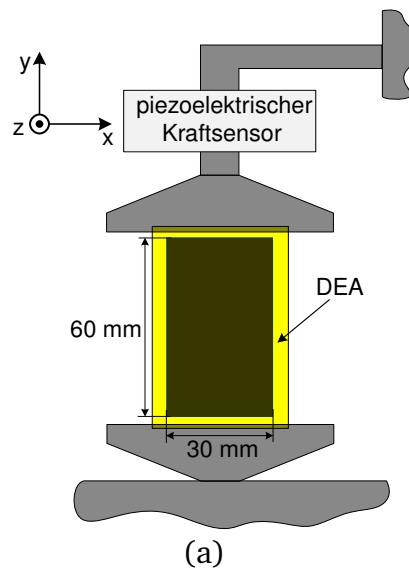


Abbildung 8.1: a) Prinzipskizze des Messplatzes für die Erfassung der planaren Kraft F_y eines einschichtigen DEA, b) Elektrische Impedanz c) Frequenzgang der dynamischen Kraft F_y .

Die erzeugte dynamische Kraft F_y wird mit dem Kraftsensor B&K 8001 erfasst. Die gemessenen Daten werden mit der Hardware cRIO von NI digitalisiert; dabei beträgt die

Abtastfrequenz 16 kHz.

Die theoretische planare Kraft F_y des Aktors ist definiert als

$$F_y = A_{xz} Y S_y. \quad (8.2)$$

Unter der Annahme, dass aufgrund der Vorspannung keine Dehnung in x-Richtung auftritt, wird die Dehnung in y-Richtung S_y aus der Gl. 3.19 abgeleitet und beträgt

$$S_y = \frac{1}{(1 - S_z)} - 1 = \frac{1}{1 - \frac{\epsilon_r \epsilon_0 U_H^2}{z_0^2 Y}} - 1. \quad (8.3)$$

Nach Ersetzen der Dehnung S_y in Gl. 8.2 durch Gl. 8.3 beträgt die von der elektrischen Spannung abhängige Blockierkraft F_y

$$F_y = A_{xz} Y \left(\frac{1}{1 - \frac{\epsilon_r \epsilon_0 U_H^2}{z_0^2 Y}} - 1 \right). \quad (8.4)$$

Die theoretische Blockierkraft des aufgebauten einschichtigen Aktors für eine Spannung von 1400 V ist gleich 7,8 mN und die statische Kraft um den Arbeitspunkt, welcher durch die Gleichspannung eingestellt wird, beträgt 3,8 mN.

Experimentell kann die Blockierkraft in y-Richtung nicht erfasst werden. Stattdessen wird die dynamische Kraft im Frequenzbereich von 500 Hz bis 3 kHz aufgenommen; unterhalb dieser Frequenzen ist die Kraft nicht messbar. Das Frequenzspektrum der gemessenen Kraft ist in Abb. 8.1b dargestellt. Mehrere Resonanzüberhöhungen sind im Frequenzspektrum erkennbar. Die durchschnittliche dynamische Kraft F_y beträgt ca. 1 mN, was deutlich niedriger ist als die theoretische Blockierkraft. Trotz so niedriger lateraler Kraft wird dieser einschichtige DEA auf ein Blech geklebt und dann die Kompensation der Körperschall-schwingungen unter annähernd realen Bedingungen untersucht.

8.2 Multilayeraktor (DESA) als Inertialmassenerreger

Ein Inertialmassenerreger erzeugt eine senkrecht zur Konstruktion gerichtete Kraft, die Körperschall-schwingungen unterdrücken soll. In den meisten Anwendungen werden die Inertialerreger frontal an die flächige Konstruktion angebracht. Die dynamische Kraft F_T des Inertialerregers unter Berücksichtigung der inneren Dämpfung d_a und Federsteifigkeit k_a (Kap. 1.2.2) beträgt

$$F_T = \frac{m_T s^2}{m_T s^2 + d_a s + k_a} F_a. \quad (8.5)$$

Das entwickelte Design der aktiven Lagerung kann für diese Anwendung nicht verwendet werden, da im Falle einer frontalen Befestigung die Gewichtskraft keine Vorspannung im Aktor erzeugt und folglich keine alternierende Bewegung der Masse generiert wird. Zwei Konzepte für den Inertialmassenerreger werden entworfen und messtechnisch charakterisiert. Dafür werden dieselben dielektrischen Stapelaktoren (DESA) wie für die aktive Lagerung eingesetzt (Tab. 4.1).

Inertialmassenerreger bestehend aus zwei verklebten DESA

Die einfachste Möglichkeit einen Inertialmassenerreger aufzubauen ist das Verkleben eines DESA zwischen starren Scheiben und das Befestigen einer seismischen Masse. Bei diesem Design kann sich der Aktor kaum bewegen, weswegen messbare dynamische Kräfte erst bei hohen Frequenzen im kHz-Bereich generiert werden. Damit der Inertialmassenerreger auch in einem niedrigeren Frequenzbereich eingesetzt werden kann, werden zwei DESA anstatt einem zwischen starren Scheiben verklebt; dadurch wird die Steifigkeit des Inertialerregers gesenkt und die Amplitude des Stellweges vergrößert. Weiterhin wird das Design dieses Inertialerregers mit FEM-Software optimiert (Anhang E), um eine höhere Auslenkung und folglich höhere dynamische Kräfte zu erzeugen.

In Abb. 8.2 ist der entworfene Inertialerreger dargestellt. In der Mitte der Aktoren wird ein Loch ausgestanzt und zusätzlich eine passive Silikonscheibe zwischen den Aktoren eingelegt; durch diese Maßnahmen wird die Auslenkung des Inertialerregers vergrößert. Die Gesamtmasse des Inertialerregers beträgt ca. 17 g.

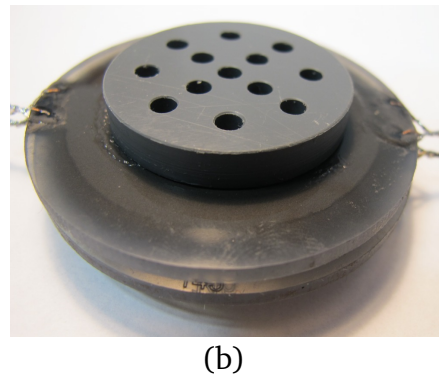
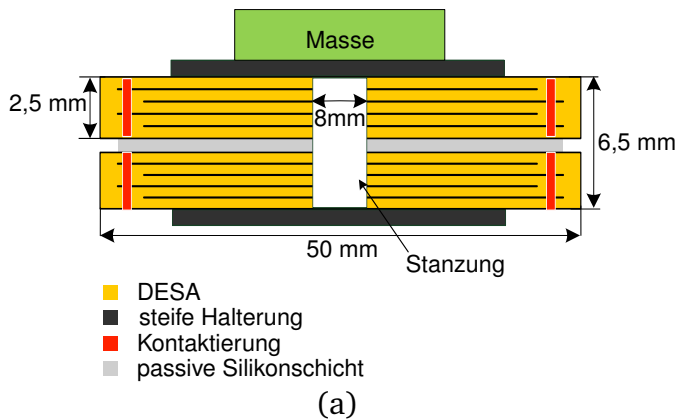


Abbildung 8.2: a) Zeichnung des Inertialerregers, der aus zwei miteinander verklebten DESA besteht, b) Foto des Inertialerregers.

Nachdem der Inertialerreger aufgebaut ist, wird die erzeugte dynamische senkrechte Kraft F_z gemessen. Dafür wird ein Messplatz bestehend aus einem piezoelektrischen Kraftsensor mit Auswertelektronik und einer Echtzeit-Hardware cRIO von NI für die Aufnahme und Weiterbearbeitung der Daten aufgebaut. Für die Erfassung der Kraft wird der Inertialerreger auf den Sensor positioniert und mit einer Gleitsinusspannung angesteuert. An beiden Aktoren liegt dieselbe elektrische Spannung an. In Abb. 8.3 sind Frequenzspektren der dynamischen Kraft F_z in Abhängigkeit von den seismischen Massen dargestellt. Die Erhöhung der Masse führt zur Verschiebung der Resonanzfrequenz und zum gleichzeitigen Anstieg der Resonanzüberhöhung, die durch Zunahme der Aktorkraft F_a verursacht wird. Aufgrund des inneren elektrischen Tiefpassfilters des DESA wird die angelegte elektrische Spannung gedämpft (Abb. 4.26a). Die elektrische Grenzfrequenz liegt bei ca. 200 Hz und variiert in Abhängigkeit von der verwendeten Masse. Zusätzlich im Bereich der mechanischen Resonanzfrequenz ist eine Vergrößerung der elektrischen Impedanz beobachtbar, die durch eine Verschlechterung der Kontaktierung stattfindet. Folglich sinkt mit steigen-

der Frequenz die Amplitude der Aktorkraft F_a ab (Abb. 4.26b). Oberhalb der Resonanz nimmt die dynamische Kraft unabhängig von der Masse den Wert von 0,23 N an.

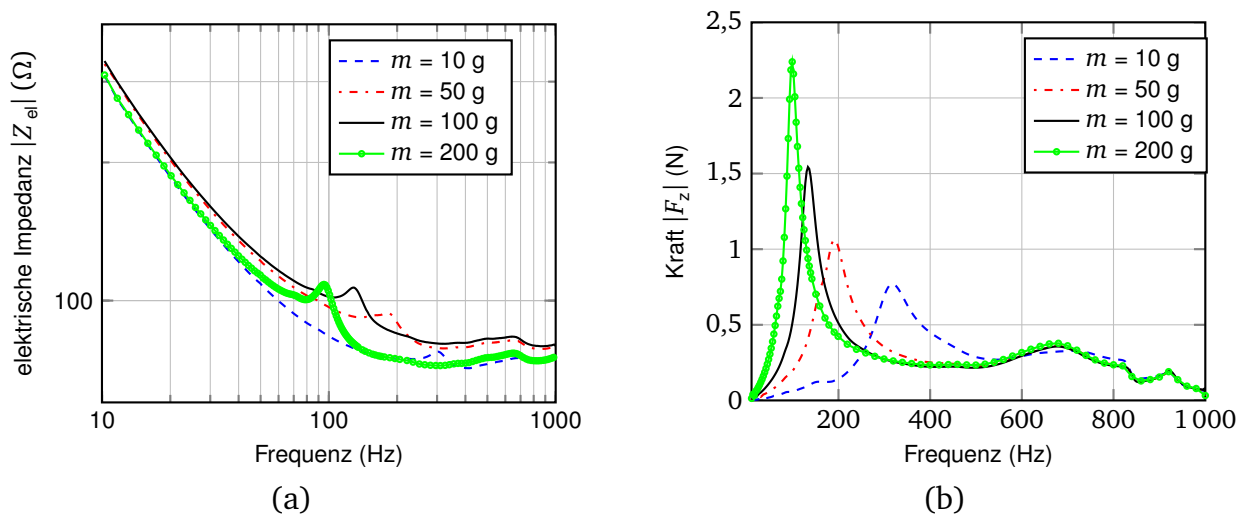


Abbildung 8.3: a) Elektrische Impedanz Z_{el} des Inertialerregers. b) Vertikale Inertialkraft F_z des Inertialerregers bestehend aus zwei miteinander verklebten DESA in Abhängigkeit von der bewegten Masse. Ansteuerspannung: Gleitsinus-Spannung mit dem Gleichanteil $U_H=700\text{ V}+300\text{ V sin}(\omega t)$

Dieser Typ des Inertialerregers ist für die Verwendung im Frequenzbereich zwischen 300 Hz und 600 Hz am besten geeignet. In diesem Frequenzbereich ist die dynamische Kraft annähernd konstant. Die Inertialkraft kann erhöht werden, wenn die Kontaktierung und folglich die elektrischen Verluste minimiert werden.

Für die Verwendung im niedrigeren Frequenzspektrum muss die Steifigkeit des Inertialerregers durch eine Erhöhung der Dicke der passiven Schichten zwischen steifer Halterung und der DESA reduziert werden. In diesem Fall wird die Masse bei der frontalen Befestigung kippen, wodurch die resultierende dynamische Kraft nicht mehr senkrecht zu der Fläche des zu dämpfenden Systems ausgerichtet ist.

Push-Pull-Aktor

Ein neuartiger Inertialmassenerreger, welcher sowohl für eine frontale als auch eine vertikale Befestigung geeignet ist, besteht aus zwei vorgespannten DESA und dazwischen ist eine Masse von 35 g angebracht (Abb. 8.4). Die Gesamtmasse des Prototyps beträgt 89 g. Der Inertialerreger hat drei Betriebsarten:

- 1: Aktiver Inertialerreger. An einen DESA wird eine elektrische Wechselspannung angelegt, der zweite Aktor ist passiv und dient als Vorspannfeder,
- 2: Aktiver Inertialerreger in Push-Pull-Modus. An beide Aktoren wird eine Wechselspannung mit gleicher Amplitude, aber um 180° phasenverschoben, angelegt. Ein Aktor wird zusammengezogen, der andere entspannt sich, dadurch wird die Kraft verdoppelt.

3: Adaptiver Tilger. An beiden Aktoren wird eine Gleichspannung angelegt und dadurch wird die Federsteifigkeit und folglich die Resonanzfrequenz verstellt.

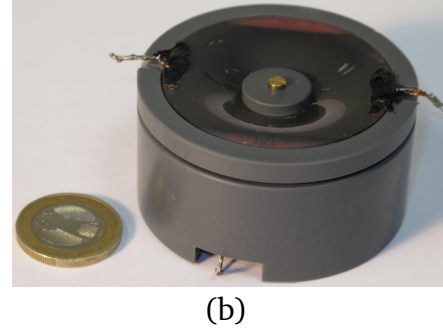
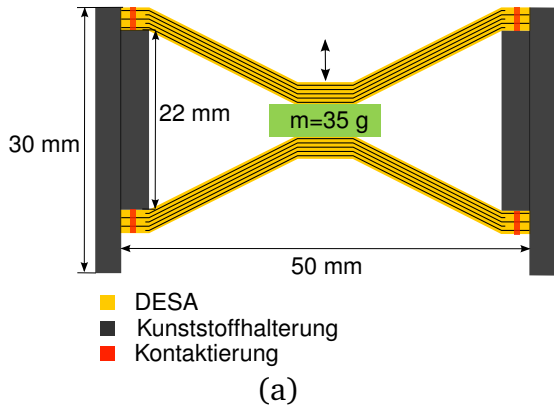
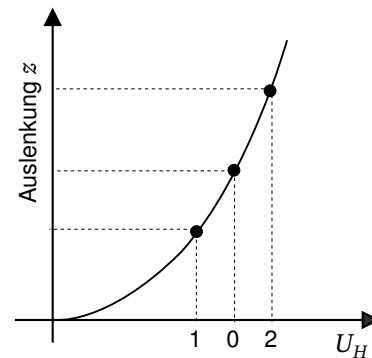
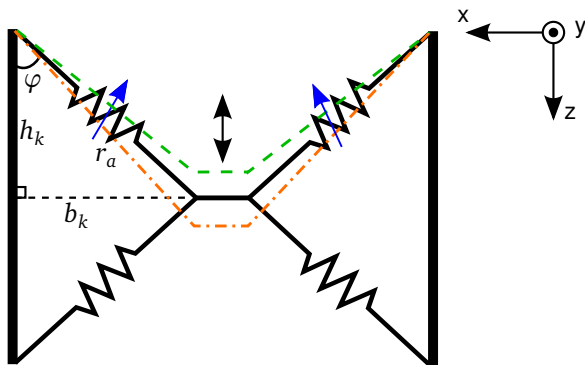


Abbildung 8.4: a) Funktionsskizze des Inertialerregers, der aus zwei vorgespannten DESA besteht. Eigenmasse 89 g. b) Foto des ersten Prototyps eines Pull-Push-Inertialerregers.

Für die Erzeugung möglichst hoher vertikaler dynamischer Kraft wird die Geometrie des entwickelten Push-Pull-Inertialerregers anhand der Abb. 8.5 analysiert. In dieser Konstruktion wird die planare Dehnung der Dielektrikumsschichten für die Erzeugung der vertikalen Bewegung der Masse ausgenutzt. Aus dem Satz des Pythagoras folgt: je kleiner die Länge der Gegenkathete b_k , desto größer wird die Auslenkung der Masse während der Ansteuerung des Aktors

$$h_k = \sqrt{r_a^2 - b_k^2}. \quad (8.6)$$



— Punkt 0, DESA im Arbeitspunkt
 - - - Punkt 2, el. Spannung erhöht an oberem DESA
 - - - Punkt 1, el. Spannung gesenkt an oberem DESA

(a)

Abbildung 8.5: a) Funktionsprinzip des Inertialmassenerregers mit einem aktiven Aktor. b) Theoretische Änderung der Höhe Masse in Abhängigkeit von elektrischer Spannung.

Folglich müssen die DESA möglichst steil vorgespannt werden. Die praktischen Experimente ergeben, dass mit steigender Vorspannung der Aktoren die Kontaktierung schnell abnimmt. In der aufgebauten Konstruktion beträgt der Vorspannwinkel $\varphi = 46^\circ$. In Abb. 8.6 sind Frequenzverläufe der elektrischen Impedanzen und der dynamische Kräfte des Inertialmassenerregers mit einem und zwei angesteuerten Aktoren dargestellt. Die Resonanzfrequenz liegt bei 30,3 Hz und ist unabhängig davon, ob ein oder zwei Aktoren angesteuert werden. Anhand des Verlaufs der elektrischen Impedanz ist erkennbar, dass der Inertialerreg器 unterhalb der elektrischen Grenzfrequenz betrieben wird (Abb. 8.6a). In der Nähe der Resonanzfrequenz steigt die elektrische Impedanz aufgrund der Verschlechterung der Kontaktierung. Die maximale Kraft von 0,6 N wird im Push-Pull-Modus mit zwei aktivierten DESA erreicht. Die wichtigsten Messergebnisse sind in Tab. 8.2 zusammengefasst.

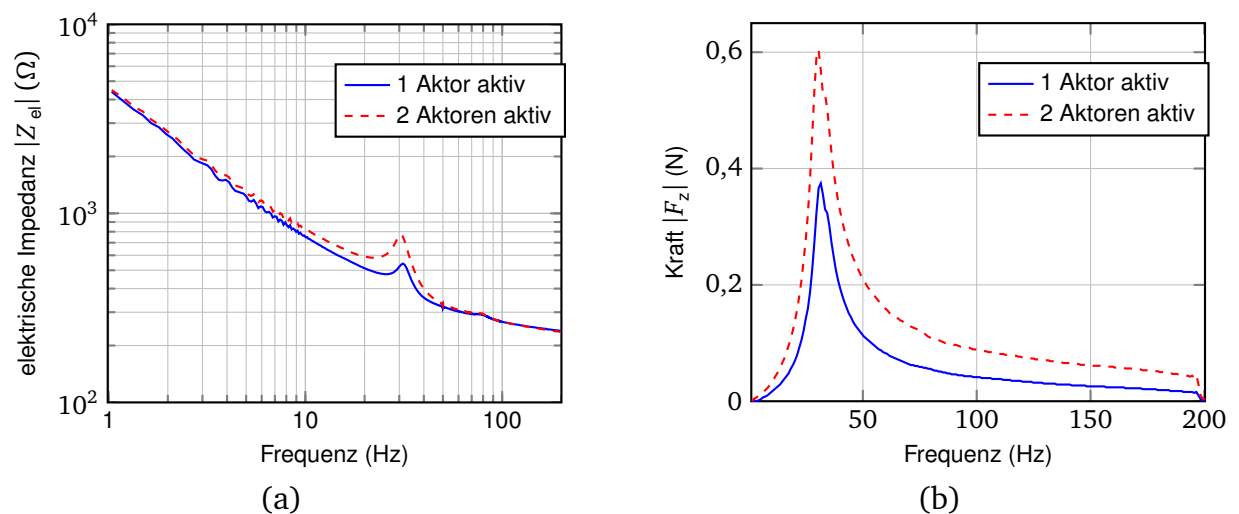


Abbildung 8.6: a) Elektrische Impedanz Z_{el} eines Aktors in Betriebsmoden 1 und 2. b) Frequenzverlauf der Inertialkraft des Pull-Push-Inertialerregers. Ansteuerspannung: Gleitsinus-Spannung mit dem Gleichanteil $U_H = 700 \text{ V} + 300 \text{ V} \sin(\omega t)$

Die Voruntersuchungen des Pull-Push-Inertialerregers im Betriebsmodus 3 als adaptiver Tilger zeigen nur eine minimale Verschiebung der Resonanzfrequenz von 1-2 Hz bei der Aktivierung beider DESA mit 1000 V Gleichspannung.

Im Vergleich dazu weisen industriell eingesetzte elektrodynamische Inertialerreg器 eine konstante dynamische Kraft über einen längeren Frequenzbereich mit einer niedrigen Resonanzüberhöhung auf [23]. Ein vergleichbarer Inertialmassenerreg器 Modell IA-01 von Fa. Micromega Dynamics hat ein Gesamtgewicht von 85 g, dabei wiegt die bewegliche Masse 32 g. Für den Vergleich der elektrodynamischen Inertialerreg器 wird eine Kraftkonstante verwendet, die dem Verhältnis zwischen dynamischer Kraft und elektrischem Strom entspricht. Für die Inertialerreg器 auf Basis von DESA ist die Bestimmung von Kraftkonstanten ungeeignet, weil im DESA nur sehr kleine Umladeströme fließen. Für einen besseren Vergleich verschiedener Typen der Inertialerreg器 eignet sich ein Verhältnis zwischen Inertialkraft und Masse des Inertialerregers.

Beim elektrodynamischen Inertialerreg器 IA-01 beträgt die gewichtsbezogene Kraft 18,8 N/kg. Die Werte von dem entwickelten Push-Pull-Inertialerreg器 sind in Tab. 8.2 aufgelistet. Bezogen auf das Gewicht erzeugt der Push-Pull-Inertialerreg器 im Betriebsmodus

2 eine um den Faktor 16 kleinere dynamische Kraft. Trotz niedrigerer gewichtsbezogener Kraft weist der vorgestellte Push-Pull-Inertialerreger deutlich einfachere elektromechanische Konstruktion auf. Er besteht nur aus zwei vorgespannten DESA mit einer seismischen Masse dazwischen und einer Halterung, deren Gewicht noch halbiert werden kann. Die Vergleiche zeigen, dass der entwickelte Push-Pull-Inertialerreger viel Entwicklungspotenzial aufweist und in der Zukunft mit auf dem Markt etablierten elektrodynamischen Inertialerregern konkurrieren kann.

Tabelle 8.2: Inertialkräfte des Push-Pull-Inertialerregers

Betriebsmodus	max. Kraft F_z , (mN) bei der Resonanzfrequenz $f_r = 30,3$ Hz	Kraft F_z (mN) bei der Frequenz $f = 80$ Hz	gewichtsbezogene Kraft (N/kg) bei der Resonanz	gewichtsbezogene Kraft (N/kg) bei $f = 80$ Hz
Modus 1, ein Aktor aktiv	370	55	4,2	0,6
Modus 2, zwei Aktoren aktiv	600	107	6,7	1,2

8.3 Praktische Anwendbarkeit der Inertialmassenerreger

Nachdem die auf DEA basierenden Inertialerreger aufgebaut und vermessen sind, werden sie unter praktischen Bedingungen getestet. Dafür wird eine Box aus Plexiglas mit einer Blechwand aufgebaut (Abb. 8.7a).

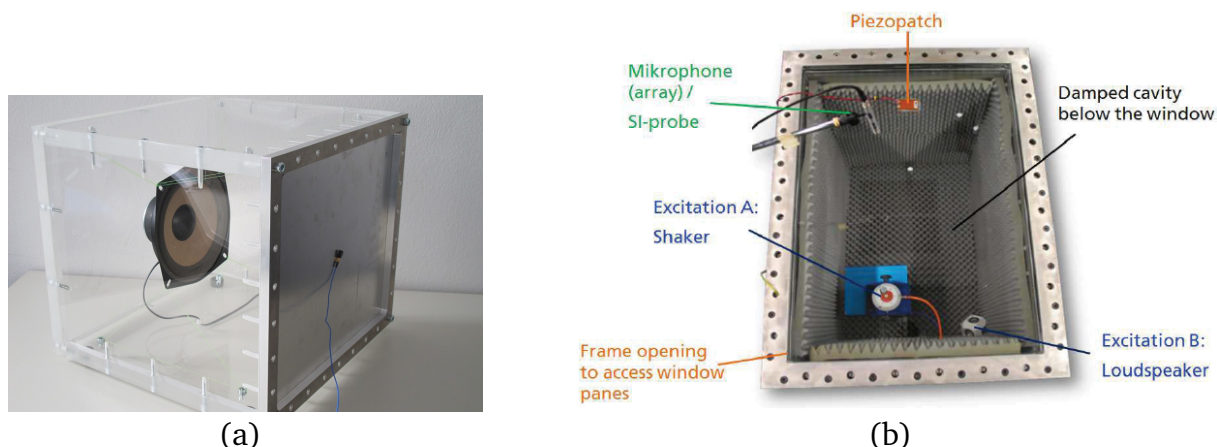


Abbildung 8.7: a) Prüfstand für die Tests der Inertialerreger unter realen Bedingungen. b) Demonstrator „Doppelglasfenster“ zur Erforschung neuer Ansätze für das Unterbinden von Lärmausbreitung. Abmessungen: 870 x 620 x 750 mm³, beide Glasscheiben haben Dicke von 4 mm. Abstand zwischen beiden Glasscheiben beträgt 8 mm [121, 122].

Im Inneren der Box ist ein Lautsprecher an elastischen Seilen aufgehängt, welcher die Vibrationen an der Blechwand erzeugt. Die Schwingungen des Bleches werden entweder mit

einem Laservibrometer von Fa. Polytec oder einem piezoelektrischen Beschleunigungssensor 352C22 von Fa. PCB Piezotronics erfasst. Dieser Prüfstand kann sowohl für die Untersuchung einschichtiger DEA als auch für Inertialmassenerreger eingesetzt werden.

Ein weiterer Prüfstand ist im Fraunhofer-Institut LBF aufgebaut, der ein Doppelglasfenster in einem Gebäude abbildet (Abb. 8.7b) [122]. An diesem Prüfstand werden neue Technologien für das Unterbinden der Lärmausbreitung von außen untersucht. Der Demonstrator besteht aus einer massiven Box, deren Innenwände mit einem Dämmstoff bedeckt sind. An dem Box ist eine Fensterscheibe mit Doppelverglasung fixiert. Störender Körperschall wird durch einen Schwingungserreger, der mit der Glasscheibe verbunden ist, erzeugt. Zusätzlich kann der störende Lärm durch einen im Inneren positionierten Lautsprecher simuliert werden. Die Vibration der Glasscheibe wird mit einem Beschleunigungssensor erfasst.

Einschichtiger DEA; Experimentelle Ergebnisse

Der im Kap. 8.1 vorgestellte einschichtige DEA wird auf der Plexiglas-Box getestet; dafür wird er mit doppelseitigem Klebeband in der Mitte des 1 mm dicken Stahlbleches geklebt. Wie die Voruntersuchungen zeigen, sind einschichtige DEA erst im hohen Frequenzbereich sinnvoll einsetzbar.

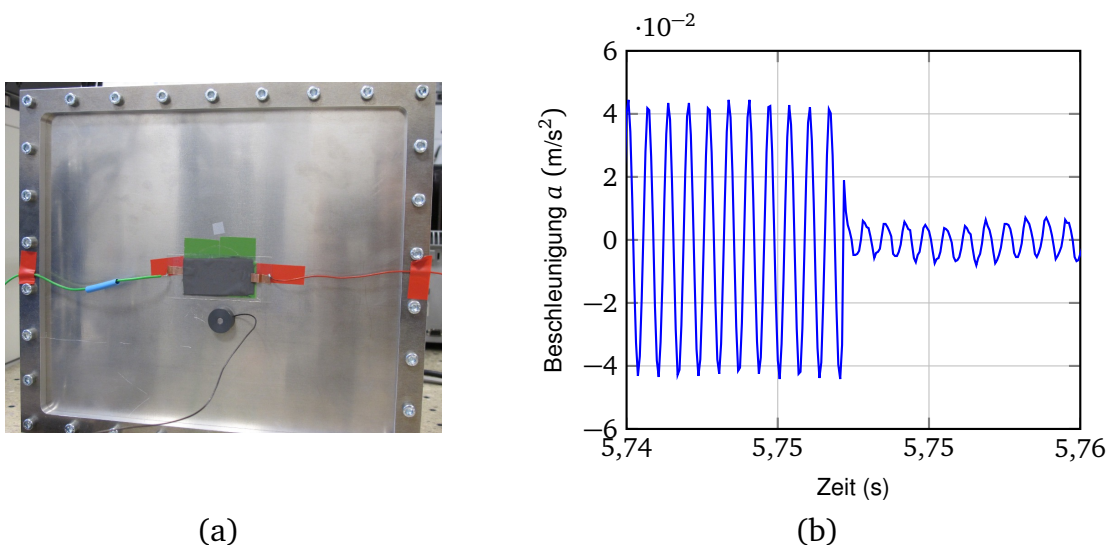


Abbildung 8.8: Aktive Unterdrückung der Vibration des Bleches mit dem einschichtigen DEA a) Position des einschichtigen DEA am Stahlblech. b) Kompensation eines Schwingungsmodes auf dem Stahlblech bei 1 kHz.

Mit dem Lautsprecher wird ein periodisches Störsignal mit der Frequenz von 1 kHz erzeugt. Die Schwingungen des Stahlbleches werden mit einem Beschleunigungssensor erfasst (Abb. 8.8a). Der einschichtige Flächenaktor wird mit der Gleichspannung und überlagerten Wechselspannung angesteuert (Gl. 8.1). Durch das Verschieben der Phase von der Wechselspannung kann die Amplitude der Beschleunigung um den Faktor 4 reduziert werden (Abb. 8.8b). Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass die Flachaktoren auf Basis von DEA im hochfrequenten Frequenzbereich entweder für die Unterdrückung von

Körperschallschwingungen oder für die Maskierung der menschlichen Sprache eingesetzt werden können [123].

Push-Pull-Inertialerreger; Experimentelle Ergebnisse

Der Push-Pull-Inertialerreger wird an dem „Doppelglasfenster“ Demonstrator (Abb. 8.7b) für die Unterdrückung der Schwingungsmoden, die durch die stehenden Wellen verursacht werden, im unteren Frequenzbereich bis 200 Hz untersucht.

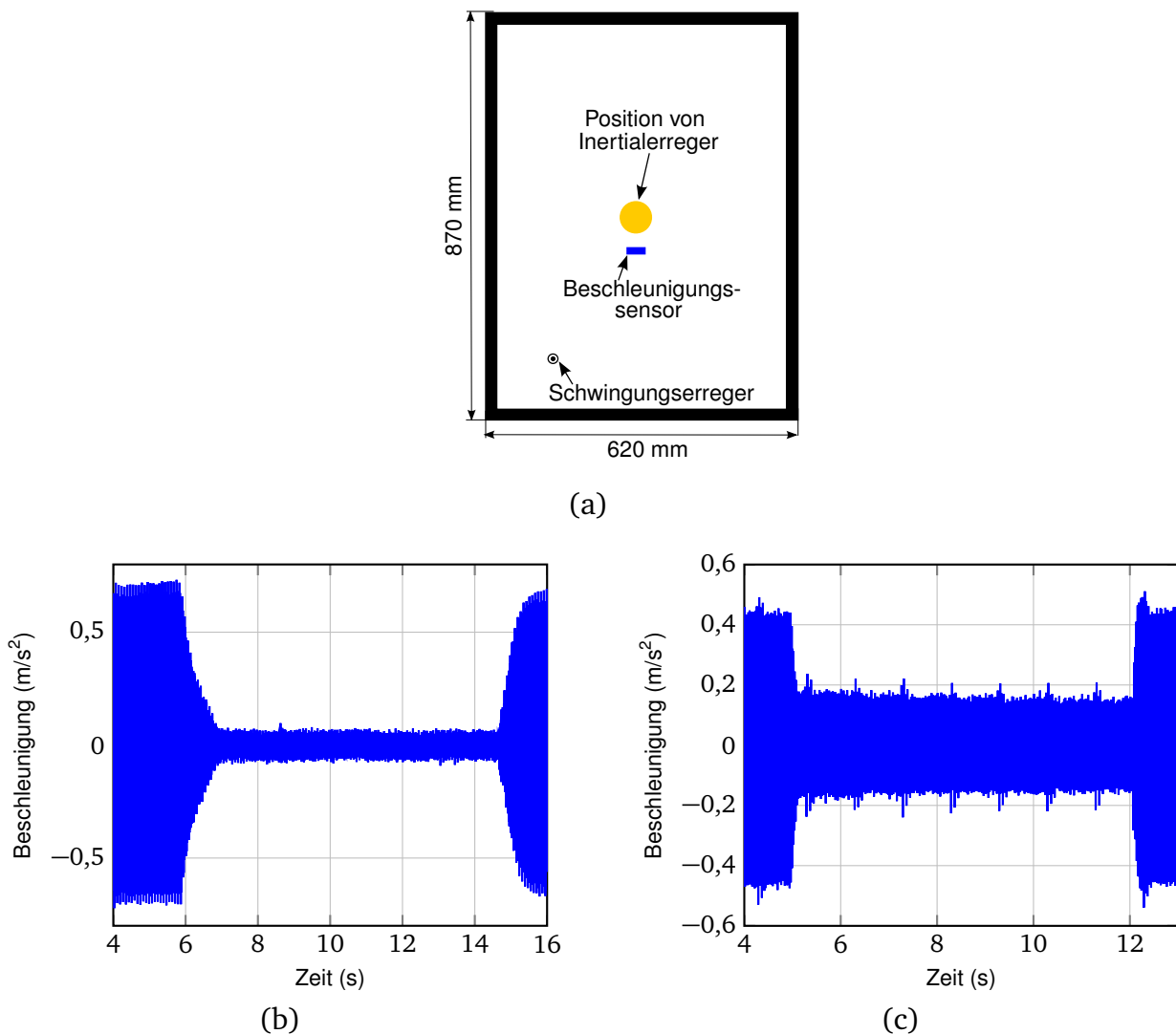


Abbildung 8.9: Kompensation der Schwingungsmoden an dem Doppelglasfenster-Demonstrator mit dem Push-Pull-Inertialerreger im ersten Betriebsmodus. Ansteuerspannung: $U_H = 700 \text{ V} + 300 \text{ V} \sin(\omega t)$. a) Positionierung des Push-Pull-Inertialerregers am Doppelglasfenster-Demonstrator. b) Unterdrückung erster Schwingungsmode (62,5 Hz). c) Unterdrückung zweiter Schwingungsmode (120 Hz).

Der Inertialerreger wird in der Mitte der Glasscheibe positioniert und im Betriebsmodus 1 betrieben (Abb. 8.9a). Der im Inneren eingebaute Schwingungserreger regt die Fensterscheibe mit 62,5 Hz und mit 120 Hz nacheinander an. Bei diesen Schwingungsmoden bilden sich Bäuche in der Mitte der Fensterscheibe aus. In den Tests wird die Phase der Ansteuerspannung des Inertialerregers manuell verstellt und dadurch eine Kraft, die entgegen der Schwingung der Glasscheibe wirkt, eingestellt. In Abb. 8.9b-c sind die Ergebnisse der aktiven Schwingungsunterdrückung der Schwingungsmoden dargestellt.

8.4 Schwingungsgenerierung für haptische Anwendungen

Im Gegensatz zur aktiven Schwingungskompensation wird in einer haptischen Anwendung Vibration erzeugt, welche dem Menschen bestimmte Informationen übermittelt. Da keine hohen Anforderungen auf den Verlauf der generierten Kraft gestellt werden, kann die Ansteuerelektronik für DESA einfach aufgebaut werden. Aufgrund des mechanischen Tiefpassverhaltens des DESA kann der Aktor im Bereich der Resonanzfrequenz mit einer Rechteckspannung angesteuert werden, weil die hochfrequenten harmonischen Anteile der elektrischen Ansteuerspannung ausgefiltert werden.

In Abb. 8.10 sind die Ergebnisse der Ansteuerung des Push-Pull-Inertialmassenerregers in Mode 1 mit Rechteckspannung dargestellt. In Abb. 8.10a ist ein zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit der Masse und in Abb. 8.10b ein Frequenzspektrum der Geschwindigkeit gezeigt. Die Masse bewegt sich annähernd sinusförmig und die hochfrequenten harmonischen Anteile sind vernachlässigbar.

Der vorgestellte Inertialerreger mit kompakter und kostengünstiger Ansteuerelektronik kann z.B. in die Handheld-Controller integriert [39, 124] oder für die vibrotaktilen Stimulationen in der Medizintechnik eingesetzt werden [7].

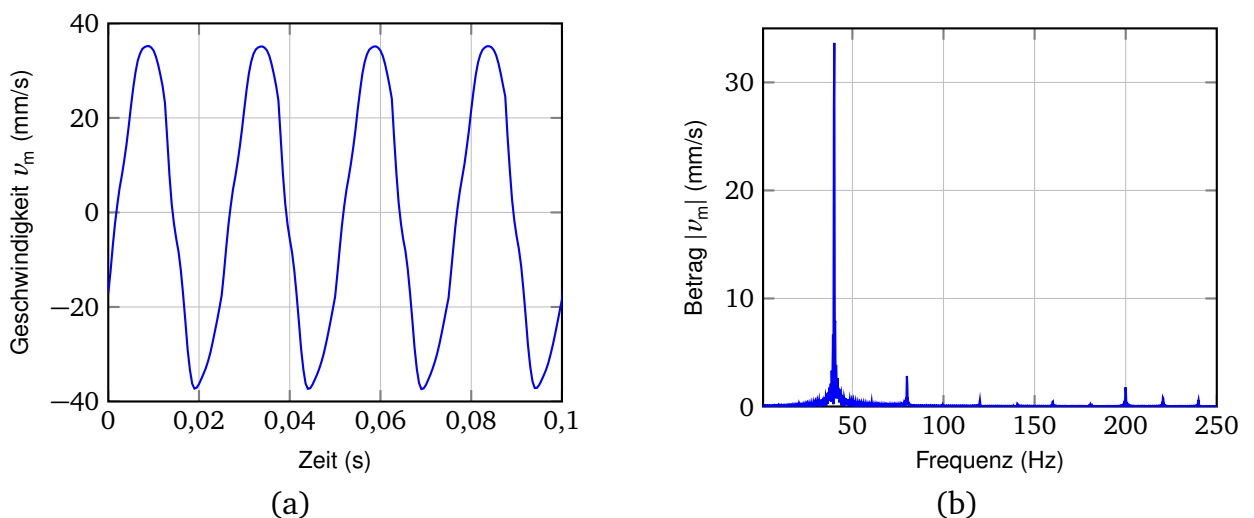


Abbildung 8.10: Anregung des Push-Pull-Inertialerregers mit einer Rechteckspannung (Gleichanteil 600 V, Rechteckspannung $\hat{U} = 300$ V mit Frequenz 40 Hz). a) Zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit, b) Frequenzspektrum der Geschwindigkeit.

8.5 Fazit

In diesem Kapitel wird ein weiteres Anwendungsfeld für einen DEA vorgestellt. Theoretische Überlegungen und experimentelle Tests zeigen, dass ein DEA als Flächenaktor für die Erzeugung oder Unterdrückung von Körperschallschwingungen geeignet ist. Mit einem aufgebauten einschichtigen Flächenaktor kann die hochfrequente Störung an dem Stahlblech im Labor unterdrückt werden. Weiter werden mit dem Flächenaktor im Frequenzbereich zwischen 500 Hz und 4 kHz hörbare Signale erzeugt.

In nachfolgenden Arbeiten sollen PU-Folien mit gesputterten Metallelektroden als Flächenaktor untersucht werden (Anhang C). Aufgrund höherer Materialsteifigkeit und niederohmiger Metallelektroden, sind sie besser für hochfrequente Anwendungen geeignet.

Des Weiteren werden zwei Arten der Inertialmassenerreger basierend auf dielektrischen Stapelaktoren aufgebaut und messtechnisch charakterisiert. Mit den entwickelten Inertialerregern können sowohl niederfrequente Körperschallschwingungen ab 30 Hz als auch Schwingungen im Frequenzbereich bis ca. 800 Hz an flächigen Strukturen unterdrückt werden, die frontal und vertikal angebracht werden können. Aufgrund einer sehr niedrigen inneren Dämpfung erzeugen die Inertialerreger eine sehr hohe dynamische Kraft in der Resonanzfrequenz.

Zusätzlich können die entwickelten Inertialerreger als kostengünstige und leichte Schwingungsgeneratoren für haptische Anwendungen eingesetzt werden und die am meisten verbreiteten elektrodynamischen Schwingungserreger ersetzen. Für die Ansteuerung kann ein einfach generierbares Rechtecksignal verwendet werden.

Die vorgestellten Inertialerreger besitzen eine einfache Konstruktion und ein kleines Eigengewicht. Die Verbesserung der Herstellungsprozesse der DESA und eine kompakte Hochspannungselektronik werden die Verbreitung in der Industrie beschleunigen.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorgestellten Arbeit wurde die Anwendbarkeit der dielektrischen Elastomerwandler für die aktive Schwingungsdämpfung untersucht. Dafür wurde eine aktive Dämpfungsmatte mit einem integrierten resistiven Sensor entwickelt und in einen geschlossenen Regelkreis integriert. Des Weiteren wurde ein Inertialmassenerreger basierend auf DESA erforscht und mehrere Prototypen aufgebaut.

In den meisten Fällen werden die sensiblen Geräte mit passiven Lagerelementen vor störenden Vibrationen geschützt. Die niederfrequenten Schwingungen können passiv nur mit großem Aufwand unterdrückt werden. Dafür werden schwere Schwingtische mit weichen Federn eingesetzt, um die Resonanzfrequenz des Gesamtsystems zu minimieren. Eine elegantere Methode für die Kompensation der niederfrequenten Störungen ist der Einsatz von aktiven Lagerelementen, die effektiver und ressourcenschonender die störenden Vibrationen eliminieren können.

Für den Aufbau der aktiven Systeme werden DEW mit flexiblen Elektroden eingesetzt. Ein DEW ist wie ein flacher Kondensator aufgebaut, dessen Dielektrikum aus einem weichen Elastomer hergestellt wird. Die Ansteuerung mit der elektrischen Spannung bewirkt eine Stauchung der Schichten und gleichzeitige laterale Dehnung. Am Institut für Elektromechanische Konstruktionen (EMK) in Darmstadt wurde dafür eine vollautomatisierte Anlage entwickelt, mit der mehrschichtige DEW hergestellt werden können. Die Aktoren mit der Stapelbauweise können höhere Stellwege bei gleich bleibender elektrischer Spannung generieren.

Die Analyse des Stands der Technik zu Aktoren, die in aktiven Lagerelementen eingesetzt werden, ergibt, dass für die Isolierung empfindlicher Geräte mit einer Masse ab ca. 10 kg pneumatische Aktoren am meisten verbreitet sind. Dieser Aktortyp hat eine niedrige Federsteifigkeit und es werden keine zusätzlichen Feder-Dämpfer-Elemente für den Aufbau eines aktiven Lagers benötigt. Für den Betrieb des pneumatischen Aktors wird entweder ein Druckluftanschluss oder ein Kompressor benötigt; dadurch werden die Einsatzgebiete eingeschränkt. Für den Schutz der sensiblen Geräte mit einem kleineren Gewicht werden sowohl elektrodynamische als auch piezoelektrische Aktoren verbreitet eingesetzt. Für den Aufbau eines aktiven Lagerelements mit diesen Aktortypen werden zusätzlich Feder-Dämpfer-Elemente benötigt, die entweder parallel oder in Reihe zum Aktor verbaut werden. Für die Isolierung kompakter empfindlicher Geräte bieten dielektrische Elastomeraktoren im Vergleich zu anderen Aktortypen mehrere Vorteile. Erstens ist das Basismaterial von DESA Silikon; dadurch werden teure Werkstoffe wie Kupfer eingespart. Zweitens werden für den Aufbau einer aktiven Lagerung auf Basis von DESA keine zusätzlichen Feder-Dämpfer-Elemente benötigt; die Konstruktion des Lagerelements wird dadurch vereinfacht. Zusätzlich erzeugen die DESA einen großen Stellweg im Vergleich zu piezoelektrischen Aktoren, was für die Kompensation von niederfrequenten Schwingungen entscheidend ist.

Für die Erfassung der Schwingungen werden in Abhängigkeit von dem untersuchten

Frequenzbereich entweder Weg-, Geschwindigkeits- oder Beschleunigungssensoren eingesetzt. Die optischen Vibrometer- oder Triangulationssensoren bieten sehr hohe Empfindlichkeiten und Messgenauigkeiten, weisen aber große Abmessungen auf und sind zudem auch teuer; deswegen werden sie hauptsächlich in Laboren für Messungen mechanischer Schwingungen verwendet. Die piezoelektrischen Sensoren werden sehr kompakt aufgebaut und können preiswert hergestellt werden, folglich erreichen sie eine große industrielle Verbreitung. Die Abmessungen der piezoelektrischen Sensoren vergrößern sich merklich, wenn es um die Messungen niederfrequenter Störungen von wenigen Hertz geht. Um die Kosten und die Komplexität der aktiven Lagerelemente in Grenzen zu halten, erscheint es sinnvoll integrierte Aktor-Sensor-Systeme zu benutzen. Dafür sind am besten die intelligenten Werkstoffe wie piezoelektrische Wandler oder dielektrische Elastomerwandler (DEW) geeignet.

Aktives Lagerelement auf Basis von DESA

In dieser Arbeit wurde ein aktives Lagerelement auf Basis von DESA entwickelt. Dafür wird der runde DESA mit den Abmessungen: Durchmesser 50 mm, Dicke 2,5 mm verwendet. Dabei ist der Aktor nur am Rand mit der steifen hohlen Halterung verklebt. Im Inneren des Lagerelements ist Luft eingeschlossen. In der Mitte des DESA ist eine kleine Silikonscheibe aufgeklebt, über die der Aktor mit der zu isolierenden Masse verbunden ist. Die Abmessungen des ersten Prototyps des aktiven Lagerelements sind: Höhe ca. 20 mm, Durchmesser 50 mm. In dem entwickelten Lagerelement sind die positiven Eigenschaften einer pneumatischen Feder und einer Gummifeder mit den aktiven Eigenschaften des DESA kombiniert. Das aktive Lagerelement enthält keine zusätzlichen Federelemente, die eingeschlossene Luft reduziert die dynamische Versteifung des Silikons. Im unteren Frequenzbereich unterhalb der Resonanz werden die störenden Vibrationen aktiv unterdrückt, während im oberen Frequenzbereich Schwingungen passiv gedämpft werden.

Der vertikale Stellweg des Lagerelements wird hauptsächlich durch die laterale Dehnung des DESA hervorgerufen. Der maximal gemessene Stellweg bei der statischen Anregung von 1100 V mit der Masse von 100 g beträgt $450\text{ }\mu\text{m}$. Für das aktive Lagerelement ist ein elektromechanisches Modell aufgestellt worden, welches das statische und dynamische Verhalten beschreibt. Das elektrische Modell der Lagerung entspricht einem Tiefpass erster Ordnung. Quasistatische mechanische Vorgänge des aktiven Lagerelements werden durch ein viskoelastisches Modell beschrieben und für das dynamische Verhalten der Lagerung reicht ein Kelvin-Voigt-Modell aus.

Die experimentell ermittelten Modellparameter des Lagerelements werden für die FEM-Simulation eingesetzt, um die Geometrie der Lagerung zu optimieren und im Inneren des Aktors ablaufende Prozesse besser zu verstehen. Dafür wird ANSYS WB 14.5 Software eingesetzt. Es werden statische, transiente und modale gekoppelte Simulationen des Lagerelements durchgeführt. Das optimierte Lagerelement hat eine weiche Silikonhalterung, die aus dem gleichen Silikon wie die Dielektrikumsschichten des DESA hergestellt wird und gleichzeitig um 5 mm kleiner als der erste Prototyp ist. Dadurch wird die mechanische Resonanzüberhöhung reduziert und die Resonanzfrequenz verkleinert. Das führt zur Verbesserung der passiven Isolation bei gleich bleibenden aktiven Eigenschaften der Lage-

rung.

Das Verhalten des Lagerelements kann durch einfache Veränderung des Designs auf die gestellten Anforderungen optimiert werden. Die Vergrößerung des Durchmessers des Aktors führt zur Erhöhung des vertikalen Stellweges der Lagerung. Eine Stapelung der DESA, die in einem gewissen Abstand in der Mitte mit einem starren Stab miteinander verbunden sind, bewirkt die Vervielfachung der vertikalen Stellkraft und vermeidet die Kippung der Lagerung in der Ebene.

Integrierter resistiver Sensor

Für die Erfassung der störenden Vibrationen wurde ein kostengünstiger und kompakter Sensor, welcher in das aktive Lagerelement integrierbar ist, entwickelt. Der resistive Sensor wird auf der Innenoberfläche des DESA hergestellt. Dabei dient der Aktor selbst als ein Verformungskörper. Für die Herstellung der Sensoren wird ein manuelles Herstellungsverfahren entwickelt. Die Dehnungsmessstreifen (DMS) werden aus Ruß hergestellt, für deren Kontaktierung wird ein leitfähiges Silikon erforscht, welches die Verformung des DESA nur minimal beeinflusst und gleichzeitig Widerstände von weniger Ohm aufweist. Der Dehnungsmessstreifen wird als eine Viertelbrücke verschaltet und deren optimale Position wird mit Hilfe der FEM-Software bestimmt. Es handelt sich um den ersten in DESA integrierten Sensor, der für die Erfassung mechanischer dynamischer Größen einsetzbar ist.

Der entwickelte Sensor ist sowohl für die statische als auch für die dynamische Messung der vertikalen Auslenkung des Lagerelements ausgelegt. Eine laterale Dehnung des Aktors führt zur Dehnung der DMS und der Vergrößerung des Widerstands; daraufhin ändert sich die Diagonalspannung in der Wheatstone-Brücke. Das Verhalten und die Empfindlichkeit des Sensors sind von der Art der Anregung des Aktors abhängig. Im Falle einer elektrischen Ansteuerung des DESA hat der Sensor ein Tiefpass-Verhalten, so dass die Empfindlichkeit im unteren Frequenzbereich unterhalb der Resonanz höher ist. Stattdessen verhält sich beim Erfassen der mechanischen Schwingungen, die auf die Halterung des Lagerelements wirken und senkrecht zum Fundament ausgerichtet sind, der entwickelte Sensor wie ein Hochpass. Je größer die Phasenverschiebung zwischen der Bewegung der Halterung und der Bewegung der Masse ist, desto größer ist die im Aktor auftretende Dehnung und folglich die Empfindlichkeit des integrierten Sensors.

Während der experimentellen Tests wurde beobachtet, dass der Gleichanteil des Messsignals bei den sprungartigen Anregungen schwankt. Um das Problem zu umgehen, wird das Messsignal abgeleitet und danach gefiltert, was dem Geschwindigkeitssignal entspricht. Aufgrund der manuellen Herstellung der resistiven Sensoren sind große Schwankungen der elektrischen und mechanischen Parameter in den aufgebauten Sensoren beobachtbar. Dennoch kann in dieser Arbeit gezeigt werden, dass ein kostengünstiger resistiver Sensor in der Lage ist, die Stellwege eines DESA zu erfassen und die störenden Vibrationen zu detektieren.

In der Zukunft soll die Herstellung automatisiert werden und eine verbesserte Elektronik

aufgebaut werden. Außerdem soll die Zweiviertelbrückenschaltung der DMS untersucht werden, mit der die Verkippungen in der Ebene kompensiert werden (Abb. 6.16).

Aktive Dämpfungsmatte

Basierend auf den entwickelten Lagerelementen wird eine aktive Dämpfungsmatte aufgebaut. Die Basis der Matte wird aus Silikon gegossen, oben auf einer Seite werden die DESA positioniert und mit der Basis der Matte verklebt. Die in dieser Arbeit aufgebaute Matte hat die Abmessungen $b \times l \times h$: $140 \times 140 \times 20 \text{ mm}^3$ und besteht aus 5 DESA. Die Abmessungen und die Anzahl der Aktoren können abhängig von der Anwendung variiert werden. Auf der Innenseite des in der Mitte positionierten Aktors ist ein resistiver Sensor integriert. Die Aktoren sind parallel verschaltet.

Die aktive Dämpfungsmatte mit dem resistiven Sensor wurde in einen geschlossenen Regelkreis integriert und die Dämpfung periodischer und stochastischer Vibrationen untersucht. Die experimentellen Tests zeigen, dass die aktive Dämpfungsmatte in Kombination mit dem neuen Sensor die Resonanzüberhöhung fast vollständig kompensiert. Des Weiteren kann die aktive Schwingungskompensation durch das Verwenden eines empfindlicheren Sensors verbessert werden.

Inertialmassenerreger

Eine weitere Anwendung für DESA aus dem Bereich der aktiven Schwingungskompensation, die im Rahmen dieser Arbeit untersucht wurde, ist der Inertialmassenerreger. Im Gegensatz zur lasttragenden aktiven Lagerung wird der Inertialmassenerreger auf einem System positioniert, um die Körperschallschwingungen im Arbeitsbereich zu kompensieren. Zwei Arten von Aktoren wurden analysiert. Zuerst wurde ein einschichtiger flacher DEA für die Beeinflussung der flachen Strukturen untersucht, dafür wurde ein Prüfstand aufgebaut. Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass die einschichtigen DEA für die Anregung oder Schwingungsunterdrückung z.B flacher Blechstrukturen eingesetzt werden können und mit Piezo-Patches in höheren Frequenzbereichen, wo keine hohen Ansteuerkräfte erforderlich sind, konkurrenzfähig sind.

Außerdem ist ein viel versprechender Inertialmassenerreger entworfen worden, dessen Design dem aktiven Lagerelement stark ähnelt. Er besteht aus zwei vorgespannten DESA, die am Rand an einer runden Halterung befestigt sind. Zwischen den Aktoren befindet sich eine Inertialmasse. Dieser Inertialerreger kann sowohl frontal als auch vertikal an die Strukturen angebracht werden und kann dabei in drei unterschiedlichen Betriebsarten betrieben werden.

Praktische Experimente mit dem entwickelten Inertialerreger sind an einem Demonstrator „Doppelglasfenster“ durchgeführt worden. Durch die Verschiebung der Phase der Ansteuerspannung werden die Moden der niederfrequenten Vibrationen fast vollständig kompensiert. Zusätzlich kann der vorgestellte Inertialerreger in Kombination mit einer einfachen Ansteuerlektronik für haptische Rückmeldungen eingesetzt werden.

Konzept für eine Membranpumpe

Abschließend wird noch ein Anwendungsfeld für DESA vorgestellt. Aus dem Konzept des aktiven Lagerelements kann durch eine kleine Umwandlung eine Membranpumpe aufgebaut werden (Abb. 9.1). Im Vergleich zu gängigen Membranpumpen wird im vorgestellten Konzept für die Verformung der Membran kein zusätzlicher Antrieb benötigt. Im DESA wird die Membran und der Aktor vereint. Das vorgestellte Konzept der Membranpumpe besteht aus zwei dielektrischen Elastomerstapelaktoren (DESA) und einer bistabilen Feder, mit der Aktoren vorgespannt sind. Die Idee für die Membranpumpe entstand aus dem von Universität Saarland vorgestellten Prinzip für die Vergrößerung des Stellweges [125].

Funktionsprinzip der Pumpe:

- 1 Die Feder befindet sich in einer instabilen neutralen Zone (Abb. 9.1a). Aufgrund der vorgespannten DESA wird diese Position beibehalten.
- 2 Zuerst wird an den Aktor 1 eine elektrische Hochspannung angelegt und mit einer Verzögerung wird der Aktor 2 aktiviert. Dadurch kippt die Feder nach oben (Abb. 9.1b). In die Kammer „A“ wird Fluid eingesaugt. Aus der Kammer „B“ wird stattdessen Fluid ausgestoßen.
- 3 Um die Feder in eine andere Richtung umzukippen, wird die elektrische Spannung an dem DESA 2 abgeschaltet. Daraufhin zieht sich DESA 2 zusammen und generiert eine Kraft senkrecht nach unten, die die bistabile Feder umkippt (Abb. 9.1c). Nach dem Überwinden der neutralen Zone wird DESA 2 wieder aktiviert. Daraufhin wird in die Kammer „B“ Fluid eingesaugt und aus der Kammer „A“ Fluid ausgestoßen. Nach gleichem Prinzip wird der Vorgang wiederholt.

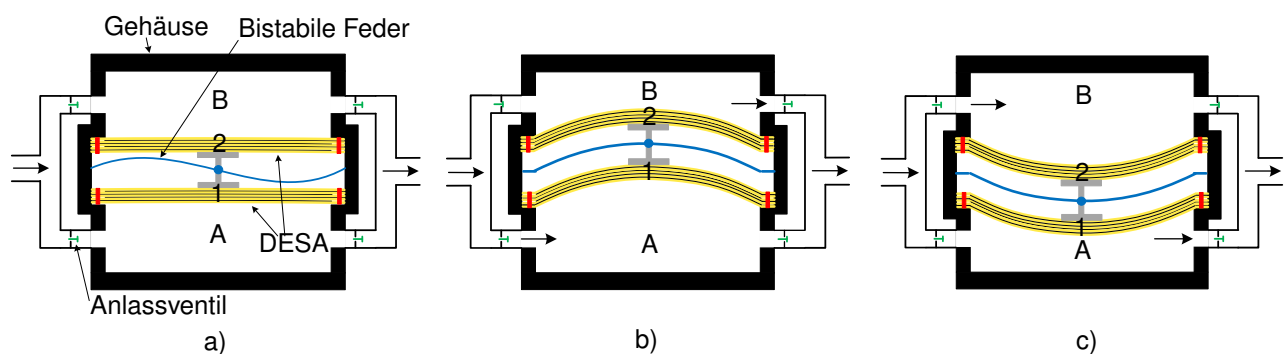


Abbildung 9.1: Konzept einer Membranpumpe basierend auf DESA. a) Anfangszustand, Aktoren befinden sich in einer neutralen Zone. Die bistabile Feder ist in einem instabilen Zustand. b) Aktivierung eines Aktors: Die bistabile Feder kippt in eine Richtung. In die Kammer „A“ wird Fluid eingesaugt. Aus der Kammer „B“ wird stattdessen Fluid ausgestoßen. c) Umpolung der Aktoren: Die bistabile Feder kippt in die andere Richtung. In die Kammer „B“ wird Fluid eingesaugt. Aus der Kammer „A“ wird stattdessen Fluid ausgestoßen.

Fazit

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit sind mehrere Applikationen basierend auf einem dielektrischen Wandler für die aktive Schwingungsunterdrückung entwickelt worden und anschließend experimentell überprüft worden. Die gestellten Ziele bezüglich der aktiven Schwingungsdämpfung mit DEW wurden erreicht.

Im Laufe der Arbeit haben sich mehrere Punkte für die nachfolgenden Forschungsaktivitäten herauskristallisiert. Die Hauptschwachstelle der DEW insbesondere bei den dynamischen Anwendungen ist die schlechte Kontaktierung der Elektroden-schichten und der hohe Serienwiderstand der Graphitelektroden. Dafür soll die Anwendbarkeit der für die Herstellung der Graphit-Kohlebürsten eingesetzten Ruße näher analysiert werden. Diese Themen können gemeinsam mit den neuen Herstellungstechnologien wie 3D-Druck erforscht werden. In Zukunft soll es möglich sein, DEW und Halterungen in einem Prozessschritt herzustellen. Die ersten Schritte in diese Richtung sind schon erfolgt [126, 127].

Des Weiteren kann der vorgestellte resistive Sensor näher untersucht werden. Um reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten, sollte ein automatisierter Herstellungsprozess implementiert werden. Zusätzlich können andere Graphitpulver erforscht werden, um eine höhere Empfindlichkeit des Sensors zu erreichen.

Ein weiterer wichtiger Punkt für die industrielle Verwendung von DESA ist die Hochspannungselektronik. Die in dieser Arbeit eingesetzten teuren und massiven Spannungsverstärker von Fa. TREK sollten durch kompakte und günstige Verstärker ersetzt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] H. Amick und M. Stead, „Vibration Sensitivity of Laboratory Bench Microscopes“, *SOUND AND VIBRATION*, Nr. 41, S. 10–17, 2007.
- [2] C. G. Gordon, „Generic criteria for vibration-sensitive equipment“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 3786, SPIE, 1999.
- [3] W. Schirmer, *Technischer Lärmschutz*, 2. Aufl., Ser. VDI-Buch. New York: Springer-Verlag, 2006, ISBN: 3-540-25507-9.
- [4] Bachmann H. und Weber B., „Tuned Vibration Absorbers for Damping of Lively Structures“, *Structural Engineering International*, Nr. 1, S. 31–36, 1995.
- [5] L. Cremer und M. Heckl, *Koerperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*, 2te., voellig neu bearbeitete Aufl. Berlin: Springer-Verlag, 1996, ISBN: 3-540-54631-6.
- [6] E. Andreas, H. Fastl, S. Kerber, J. Hobelsberger, R. Jebasinski, D. d. Klerk, T. Moosmayr und E.-U. Saemann, *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch ; mit 85 Tabellen*, 2. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012, ISBN: 978-3-8348-1443-2.
- [7] F. Beltran-Carbajal, Hrsg., *Vibration Analysis and Control - New Trends and Developments*. InTech, 2011, ISBN: 978-953-307-433-7.
- [8] H. J. Karkosch und P. M. Marienfeld, „Use of Active Engine Mounts to Optimize Comfort in Cars with Innovative Drives“, in *ACTUATOR 2010, 12th International Conference on New Actuators*, 2010, S. 145–150.
- [9] C. Paulitsch, P. Gardonio, S. J. Elliott, P. Sas und R. Boonen, „Design of a light-weight, electrodynamic, inertial actuator with integrated velocity sensor for active vibration control of a thin lightly-damped panel“, *Proceedings of ISMA2004*, S. 239–253, 2004.
- [10] H. Janocha, *Adaptronics and smart structures: Basics, materials, design, and applications*, 2. Aufl. Berlin: Springer-Verlag, 2007, ISBN: 978-3-540-71965-6.
- [11] T. Röglin, T. Bartel, S. Breda, S. Gaisbauer, D. Mayer und J. Millitzer, „Development of Piezoelectric Inertial Actuators for the Reduction of Vibrations in a Car Body“, in *AIA-DAGA 2013 Conference on Acoustics*, 2013.
- [12] A. Fortino, J.-W. Biermann, U. Bakirdögen und M. Reke, „Active vibration damping with electro-active polymers using state feedback control“, in *International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2012)*, Leuven, 2012.
- [13] F. Braghin, S. Cinquemani und F. Resta, „A low frequency magnetostrictive inertial actuator for vibration control“, *Sensors and Actuators A: Physical*, Bd. 180, S. 67–74, 2012, ISSN: 0924-4247.

-
- [14] J. E. Huber, N. A. Fleck und M. F. Ashby, „The Selection of Mechanical Actuators Based on Performance Indices“, *Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Bd. 453, Nr. 1965, S. 2185–2205, 1997.
- [15] H. Janocha, *Unkonventionelle Aktoren: Eine Einführung*, 2., ergänzte und aktualisierte Auflage. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2013, ISBN: 9783486718867.
- [16] Bilz Vibration Technology AG, *AIS - Active Isolation System: Katalog*, 2012. Adresse: <http://www.bilz.ag/> (besucht am 07.01.2014).
- [17] T. Rossmann und C. Tropea, *Bionik: Aktuelle Forschungsergebnisse in Natur-, Ingenieur- und Geisteswissenschaft*. Berlin und New York: Springer-Verlag, 2005, ISBN: 9783540218906.
- [18] Fabreeka GmbH Deutschland, *Low Frequency Pneumatic Isolation Solutions: Katalog*, 2009. Adresse: <http://www.fabreeka.com> (besucht am 07.01.2014).
- [19] Newport Spectra-Physics GmbH, *Vibration Isolators: Katalog*, 2014. Adresse: <http://www.newport.com> (besucht am 06.05.2014).
- [20] P.-C. Chen und M.-C. Shih, „Modeling and Robust Active Control of a Pneumatic Vibration Isolator“, *Journal of Vibration and Control*, Bd. 13, Nr. 11, S. 1553–1571, 2007, ISSN: 1077-5463.
- [21] W. D. Robinson, „A pneumatic semi-active control methodology for vibration control of air spring based suspension systems“, Dissertation, Iowa State University, 2012.
- [22] M. Herrmann, „Entwurf, Berechnung und Regelung magnetischer Reluktanzaktoren“, Dissertation, Technische Universität München, 2008.
- [23] Micromega Dynamics SA, *Active Damping Devices and Inertial Actuators: Katalog*, 2014. Adresse: <http://www.micromega-dynamics.com/> (besucht am 07.01.2014).
- [24] R. G. Ballas, G. Pfeifer und R. Werthschützky, *Elektromechanische Systeme der Mikrotechnik und Mechatronik: Dynamischer Entwurf - Grundlagen und Anwendungen*, 2., Aufl. Berlin: Springer Berlin, 2009, ISBN: 3540893172.
- [25] Hifitest, *Accurion Silencer*, 2011. Adresse: http://hifitest.de/test/hifi_sonstiges/accurion-silencer_4936.php (besucht am 10.01.2014).
- [26] K. Janschek, *Systementwurf mechatronischer Systeme: Methoden - Modelle - Konzepte*. Berlin: Springer-Verlag, 2010, ISBN: 9783540788768.
- [27] C. Oberbeck, *Entwicklung und mechatronische Optimierung eines elektromagnetischen Aktors*, Ser. Fortschritt-Berichte / VDI Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003, Bd. Nr. 984, ISBN: 3-18-398408-3.
- [28] Y. Nakamura, M. Nakayama, M. Kura, M. Yasuda und T. Fujita, „Application of Active Micro-vibration Control System using a Giant Magnetostrictive Actuator“, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Bd. 18, Nr. 11, S. 1137–1148, 2007, ISSN: 1045-389X.

-
- [29] A. PREUMONT, *Vibration Control of Active Structures: An Introduction Third Edition*, Ser. Solid Mechanics and Its Applications. Dordrecht: Springer Science+Business Media B.V, 2011, Bd. 179, ISBN: 978-94-007-2032-9.
- [30] S. D. Nguyen und S.-B. Choi, „A new neuro-fuzzy training algorithm for identifying dynamic characteristics of smart dampers“, *Smart Materials and Structures*, Bd. 21, Nr. 8, S. 085 021, 2012, ISSN: 0964-1726.
- [31] S. Ulrich, R. Bruns und G. Böhme, „A New Electrorheological Actuator for Vibration Decoupling“, *ACTUATOR 2010, 12th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, 12–14 June 2010*, S. 163–166, 2010.
- [32] T. Bartel, S. Herold, D. Mayer und T. Melz, „Development and Testing of Active Vibration Control Systems with Piezoelectric Actuators“, in *6th ECCOMAS Conference on Smart Structures and Materials SMART 2013*, Torino, 2013.
- [33] T. Bartel, M. Koch, M. Matthias und P. Tarle, „Simulation, development, and testing of a triaxial vibration isolation platform“, in *International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2012)*, Leuven, 2012.
- [34] T. Bartel, „Entwicklung adaptiver Strukturen am Beispiel einer funktionsintegrieren Lagerung zur aktiven Schwingungsisolierung empfindlicher Geräte“, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2013.
- [35] J. Liu, W. J. O'Connor, E. Ahearne und G. Byrne, „Electromechanical modelling for piezoelectric flextensional actuators“, *Smart Materials and Structures*, Bd. 23, Nr. 2, S. 025 005, 2014, ISSN: 0964-1726.
- [36] Dynamic Structures & Materials, *Piezoelektrische Aktoren*, 2014. Adresse: <http://www.dynamic-structures.com> (besucht am 22.06.2014).
- [37] Y. Bar-Cohen, *Electroactive polymer (EAP) actuators as artificial muscles: Reality, potential, and challenges*, 2nd ed, Ser. SPIE Press monograph. Bellingham und Wash: SPIE Press, 2004, Bd. PM136, ISBN: 9780819452979.
- [38] S. Herold, W. Kaal und T. Melz, „Novel Dielectric Stack Actuators for Dynamic Applications“, in *ASME 2012 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems*, 2012, S. 455.
- [39] Artificial Muscle Inc., *ViviTouch*, 2014. Adresse: <http://www.vivitouch.com/> (besucht am 12.01.2014).
- [40] R. Sarban, R. Jones, B. Mace und E. Rustighi, „A tubular dielectric elastomer actuator: Fabrication, characterization and active vibration isolation“, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Bd. 25, Nr. 8, S. 2879–2891, 2011, ISSN: 08883270.
- [41] R. Sarban, B. Lassen und M. Willatzen, „Dynamic Electromechanical Modeling of Dielectric Elastomer Actuators With Metallic Electrodes“, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2011, ISSN: 1083-4435.
- [42] A. Fortino und J.-W. Biermann, „EAPSIG – Development of Electroactive Polymers for Active Vibration Control in Large Scale Applications“, in *ACTUATOR 2012, 13th International Conference on New Actuators*, 2012, S. 396–399.
- [43] W. Kaal und S. Herold, „Numerical investigations on dielectric stack actuators with perforated electrodes“, *Smart Materials and Structures*, Bd. 22, Nr. 10, S. 104 016, 2013, ISSN: 0964-1726.

-
- [44] W. Kaal, „Dielektrische Elastomer-Stapelaktoren mit gelochten Elektroden für strukturdynamische Anwendungen“, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2014.
- [45] R. Isermann, *Mechatronic systems: Fundamentals*. London: Springer-Verlag, 2003, ISBN: 978-1-85233-930-2.
- [46] T. Pfeifer und P. Profos, *Handbuch der industriellen Meßtechnik: Mit 135 Tabellen*, 6., durchges. und korr. Aufl. München [u.a.]: Oldenbourg, 1994, ISBN: 3486225928.
- [47] R. Werthschützky, *Mess- und Sensortechnik, Band 1: Elektrisches Messen mechanischer Größen: Vorlesungsskriptum*. Darmstadt, 2008.
- [48] PCB Piezotronics, *ACCELEROMETER Model 393B05: Datenblatt*, 2014. Adresse: <http://www.pcb.com/> (besucht am 15.01.2014).
- [49] W. Storr, *Basic Electronics Tutorials, Hall Effect Sensor*, 2015. Adresse: <http://www.electronics-tutorials.ws/electromagnetism/hall-effect.html> (besucht am 11.02.2015).
- [50] Sharp, *Compact Reflective Photointerrupter GP2S60: Datenblatt*, 2005. Adresse: www.sharp-world.com (besucht am 11.02.2015).
- [51] Sensitec GmbH, *Anisotroper MagnetoResistiver Sensor*, 2015. Adresse: <http://www.sensitec.com> (besucht am 11.02.2015).
- [52] New Scale Technologies, *Miniature position sensor: Datenblatt*, 2014. Adresse: www.newscaletech.com/ (besucht am 15.01.2014).
- [53] Micro-Epsilon Messtechnik GmbH, „Datenblatt: High speed PSD laser sensor optoNCDT 1610/1630“, 2014. Adresse: <http://www.micro-epsilon.com> (besucht am 01.07.2014).
- [54] Brüel Kjaer, *Geschwindigkeitssensoren: Datenblatt*, 2014. Adresse: www.bruelkjaer.de (besucht am 15.01.2014).
- [55] Micro-Epsilon Messtechnik GmbH, *Wegsensoren: Datenblatt*, 2014. Adresse: www.micro-epsilon.de/ (besucht am 15.01.2014).
- [56] C. Doerrer, „Entwurf eines elektromechanischen Systems für flexibel konfigurierbare Eingabefelder mit haptischer Rückmeldung“, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2003.
- [57] Osram Opto Semiconductors, „Datenblatt: Reflexlichtschranke SFH 9201“, 2012. Adresse: <http://www.osram-os.com> (besucht am 29.06.2014).
- [58] Polytec GmbH, „Handbücher: Laservibrometer OFV-3001, Sensorkopf OFV-534“, 2002.
- [59] E. Grasso, N. Totaro, H. Janocha und D. Naso, „Piezoelectric self sensing actuators for high voltage excitation“, *Smart Materials and Structures*, Bd. 22, Nr. 6, S. 065 018, 2013, ISSN: 0964-1726.
- [60] H. Hongsheng, Q. Suxiang und Q. Linfang, „Self-sensing Piezoelectric Actuator for Active Vibration Control Based on Adaptive Filter“, in *International Conference on Mechatronics and Automation*, 2007, S. 2564–2569.

-
- [61] Danfoss Polypower, *Stretch sensor: Datenblatt*, 2014. Adresse: www.polypower.com (besucht am 15.01.2014).
- [62] H. Mößinger, „Demonstrating the application of dielectric polymer actuators for tactile feedback in a mobile consumer device“, Masterarbeit, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2010.
- [63] M. Matysek, H. Haus, H. Moessinger, D. Brokken, P. Lotz und H. F. Schlaak, „Combined driving and sensing circuitry for dielectric elastomer actuators in mobile applications“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 7976, SPIE, 2011, ISBN: 9780819485380.
- [64] S. Rosset und H. R. Shea, „Flexible and stretchable electrodes for dielectric elastomer actuators“, *Applied Physics A*, Bd. 110, Nr. 2, S. 281–307, 2013, ISSN: 0947-8396.
- [65] T. A. Gisby, B. M. O’Brien und I. A. Anderson, „Self sensing feedback for dielectric elastomer actuators“, *Applied Physics Letters*, Bd. 102, Nr. 19, S. 193 703, 2013, ISSN: 00036951.
- [66] Accurion GmbH, *Active vibration isolation desktop unit Halcyonics Nano series: Datenblatt*, 2014. Adresse: www accurion.com (besucht am 07.01.2014).
- [67] JRS Scientific Instruments, *Active vibration insulation system TS-150LP*, 2015. Adresse: <http://www.tablestable.com> (besucht am 18.10.2015).
- [68] RICOH IMAGING DEUTSCHLAND GmbH, *Pentax Spiegelreflexkamera*, 2015. Adresse: www.ricoh-imaging.de (besucht am 18.10.2015).
- [69] P. Lotz, „Dielektrische Elastomerstapelaktoren für ein peristaltisches Fluidfördersystem“, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2010.
- [70] W. C. Röntgen, „Über die durch Electricität bewirkten Form- und Volumenänderung von dielektrischen Körpern“, *Annalen der Physik und Chemie, neue Folgen*, Bd. 11, S. 771–786, 1880.
- [71] A. O’Halloran, F. O’Malley und P. McHugh, „A review on dielectric elastomer actuators, technology, applications, and challenges“, *Journal of Applied Physics*, Bd. 104, Nr. 7, S. 071 101, 2008, ISSN: 00218979.
- [72] R. Kornbluh, R. Pelrine, H. Prahlad und R. Heydt, „Electroactive polymers: An emerging technology for MEMS“, *Electroactive Polymer Actuators and Devices (EAPAD) 2004*, Bd. 2004, S. 13–27, 2004.
- [73] J. Biggs, K. Danielmeier, J. Hitzbleck, J. Krause, T. Kridl, S. Nowak, E. Orselli, X. Quan, D. Schapeler, W. Sutherland und J. Wagner, „Elektroaktive Polymere: Entwicklungen und Perspektiven dielektrischer Elastomere“, *Angewandte Chemie*, Bd. 125, Nr. 36, S. 9581–9595, 2013, ISSN: 00448249.
- [74] Z. Suo, „Theory of dielectric elastomers“, *Acta Mechanica Solida Sinica*, Bd. 23, Nr. 6, S. 549–578, 2010, ISSN: 0894-9166. Adresse: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894916611600049>.
- [75] F. Foerster, „Numerische Simulation zur Optimierung des Verformungsverhaltens dielektrischer Elastomerstapelwandler“, Diplomarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2012.
-

-
- [76] R. Jones, P. Wang, B. Lassen und R. Sarban, „Dielectric elastomers and compliant metal electrode technology“, in *Melecon 2010 - 2010 15th IEEE Mediterranean Electrotechnical Conference*, IEEE, 2010, S. 368–373, ISBN: 978-1-4244-5793-9.
- [77] R. Sarban, „Active Vibration Control using DEAP Transducers“, Dissertation, University of Southern Denmark, Sønderborg, 2011.
- [78] S. J. Biggs, R. N. Hitchcock und T. B. LY, *Rolled and compliant dielectric elastomer actuators*, 2014. Adresse: <http://www.google.com/patents/WO2014028825A1?cl=en>.
- [79] G. Kovacs, L. Düring, S. Michel und G. Terrasi, „Stacked dielectric elastomer actuator for tensile force transmission“, *Sensors and Actuators A: Physical*, Bd. 155, Nr. 2, S. 299–307, 2009, ISSN: 0924-4247. Adresse: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924424709004002>.
- [80] P. Lotz, M. Matysek und H. F. Schlaak, „Fabrication and Application of Miniaturized Dielectric Elastomer Stack Actuators“, *IEEE ASME Transactions on Mechatronics*, Bd. 16, Nr. 1, S. 58–66, 2011.
- [81] M. Matysek, „Dielektrische Elastomeraktoren in Multilayer-Technologie für taktile Displays“, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2010.
- [82] M. Jungmann, „Entwicklung elektrostatischer Festkörperaktoren mit elastischen Dielektrika für den Einsatz in taktilen Anzeigefeldern“, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2004.
- [83] M. Grauer, I. Denes, A. Köllnberger und G. Kovacs, „EPoSil - Gaining Sea Power with EAP“, in *ACTUATOR 2012, 13th International Conference on New Actuators*, 2012, S. 391–393.
- [84] K. Flittner, M. Schlosser und H. F. Schlaak, „Dielectric elastomer stack actuators for integrated gas valves“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 7976, SPIE, 2011, ISBN: 9780819485380.
- [85] F. Foerster, H. Mößinger und H. F. Schlaak, „Validated numerical simulation model of a dielectric elastomer generator“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 8687, SPIE, 2013, ISBN: 9780819494702.
- [86] F. Foerster und H. F. Schlaak, „Optimized deformation behavior of a dielectric elastomer generator“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 9056, SPIE, 2014.
- [87] H. Haus, M. Matysek, H. Moessinger, K. Flittner und H. F. Schlaak, „Electrical modeling of dielectric elastomer stack transducers“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 8687, SPIE, 2013, ISBN: 9780819494702.
- [88] H. Haus, M. Matysek, H. Mößinger und H. F. Schlaak, „Modelling and characterization of dielectric elastomer stack actuators“, *Smart Materials and Structures*, Bd. 22, Nr. 10, S. 104009, 2013, ISSN: 0964-1726.

-
- [89] D. Gross, W. Hauger und P. Wriggers, *Hydromechanik, elemente der höheren mechanik, numerische methoden*, 6., vollständig neu bearbeitete Aufl, Ser. Technische Mechanik. Berlin und Heidelberg: Springer-Verlag, 2007, Bd. 4, ISBN: 9783540707370.
- [90] H. Dresig und F. Holzweissig, *Maschinendynamik*, 9., neu bearbeitete Aufl. Berlin und Heidelberg: Springer-Verlag, 2009, ISBN: 978-3-540-87693-9.
- [91] D. Gross, *Kinetik*, 12., überarbeitete Aufl, Ser. Technische Mechanik. Berlin: Springer, 2012, Bd. Band 3, Ed.12, ISBN: 3642295282.
- [92] M. Mottahedi, Dadalau A., Hafla A. und A. Verl, „Numerical analysis of relaxation test based on Prony series material model“, *Integrated Systems, Design and Technology*, S. 79–91, 2010.
- [93] *ANSYS Workbench 14.5*, 2012.
- [94] R. Brown, *Physical testing of rubber*, 4. Aufl. New York: Springer, 2006, ISBN: 978-0-387-29012-6.
- [95] H. Lutz und W. Wendt, *Taschenbuch der Regelungstechnik*, 5., erw. Aufl. Frankfurt am Main: Deutsch, 2003, ISBN: 3817117051.
- [96] R. Isermann und M. Münchhof, *Identification of dynamical systems: An introduction with applications*, Ser. Advanced textbooks in control and signal processing. Berlin: Springer-Verlag, 2010, ISBN: 978-3540788782.
- [97] D. Schröder, „Intelligente Verfahren: Identifikation und Regelung nichtlinearer Systeme“, *Intelligente Verfahren*, 2010.
- [98] R. Markert, „Schwingungsmesstechnik: Vorlesungsskriptum“, Vorlesungsskriptum, Darmstadt, 2005.
- [99] MSC.Software, „Nonlinear Finite Element Analysis of Elastomers“, 2010.
- [100] K. Miller, „Testing Elastomers for Finite Element Analysis: Axel Products, Inc.“, *Ansys Conference*, 2002.
- [101] Axel Products, *Testing Brief: Compression or Biaxial Extension?*, 2014. Adresse: www.axelproducts.com (besucht am 29. 04. 2014).
- [102] DIN ISO 3384, *Elastomere oder thermoplastische Elastomere – Bestimmung der Spannungsrelaxation unter Druck bei Umgebungs- und erhöhten Temperaturen*, 2008-07.
- [103] H. Mößinger, H. Haus und H. F. Schlaak, „New Electrical Interconnection Techniques for Dielectric Elastomer Stack Transducers with Improved Lifetime“, in *ACTUATOR 2012, 13th International Conference on New Actuators*, 2012.
- [104] W. Kaal und S. Herold, „Design and Modelling of Dielectric Elastomer Actuators“, in *ACTUATOR 2012, 13th International Conference on New Actuators*, 2012, S. 379–382.
- [105] L. Lampani, „Finite Element Modeling of Dielectric Elastomer Actuators for Space Applications“, Dissertation, Università di Roma La Sapienza, 2012.
- [106] Z. Gao, A. Tuncer und A. M. Cuitiño, „Modeling and simulation of the coupled mechanical–electrical response of soft solids“, *International Journal of Plasticity*, Bd. 27, Nr. 10, S. 1459–1470, 2011, ISSN: 07496419.

-
- [107] K. Siebertz, D. van Bebbber und T. Hochkirchen, *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*, Ser. VDI-Buch. Berlin: Springer-Verlag, 2010, ISBN: 978-3-642-05493-8.
- [108] R. Werthschützky, *Mess- und Sensortechnik, Band 2: Wirkprinzipien von Primärsensoren: Vorlesungsskriptum*. Darmstadt, 2007.
- [109] P. Giesecke, *Dehnungsmeßstreifentechnik: Grundlagen und Anwendungen in der industriellen Meßtechnik ; mit 10 Tabellen*, Ser. Studium Technik. Braunschweig: Vieweg, 1994, ISBN: 978-3-528-03375-0.
- [110] K. Hoffmann, *Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen*. Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1987.
- [111] E. Khajeh, W. Lou und B. Stoeber, „Paper-based strain sensing material“, in *2013 IEEE 26th International Conference on Micro Electro Mechanical Systems (MEMS)*, 2013, S. 473–476.
- [112] A. Bessonov, M. Kirikova, S. Haque, I. Gartsev und M. J. A. Bailey, „Highly reproducible printable graphite strain gauges for flexible devices“, *Sensors and Actuators A: Physical*, 2013, ISSN: 0924-4247.
- [113] Z-Axis Connector Company, *Elastomeric Connector; Design Guide*, 2016. Adresse: <http://www.zaxisconnector.com/elastomeric-connector-design-guide-content.shtml> (besucht am 01.02.2016).
- [114] A. M. Hiemstra, „Modellbasierte Korrektur systematischer Fehler an einer Wägezelle“, Diplomarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2013.
- [115] E. I. Rivin, *Passive vibration isolation*. New York: ASME Press, 2003, ISBN: 1860584004.
- [116] Calenberg Ingenieure GmbH, *Profilierte Elastomerlager*, 2015. Adresse: <http://www.calenberg-ingenieure.de> (besucht am 21.06.2015).
- [117] J. Lunze, *Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*, 6. Aufl., Ser. Springer-Lehrbuch. Berlin und Heidelberg: Springer, 2010, ISBN: 978-3642101977.
- [118] PCB Piezotronics, *ACCELEROMETER Model 352C22: Datenblatt*, 2015. Adresse: <http://www.pcb.com/> (besucht am 05.06.2015).
- [119] Texas Instruments, *High-definition haptics: Feel the difference*, Analog Applications Journal, 2012.
- [120] PI Ceramic GmbH, *DuraAct Flächenwandler*, 2015. Adresse: <http://piceramic.de/> (besucht am 01.03.2015).
- [121] Oliver Janda, „Modeling and Control of Sound and Vibration for Smart Structures“, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2014. Adresse: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/4154/>.
- [122] O. Heuss, T. Klaus, C. Thyges und J. Rausch, „Application of active and semi-passive control strategies at a double glazing window“, in *AIA-DAGA 2013 Conference on Acoustics*, 2013.
- [123] C. Thyges, J. Tschesche, J. Bös und H. Hanselka, „Acoustic masking by means of an active system“, in *AIA-DAGA 2013 Conference on Acoustics*, 2013.

-
- [124] A. M. Heinecke, *Mensch-Computer-Interaktion: Basiswissen für Entwickler und Gestalter*, 2., überarbeitete und erw. Aufl, Ser. X.media.press. Heidelberg: Springer-Verlag, 2012, ISBN: 9783642135064.
- [125] M. Hodgins, A. York und S. Seelecke, „Improved Force-Displacement of a Dielectric Electro-active Polymer Actuator using a Negative-Rate Bias Spring Mechanism“, in *ACTUATOR 2012, 13th International Conference on New Actuators*, 2012, S. 805–808.
- [126] J. Rossiter, P. Walters und B. Stoimenov, „Printing 3D dielectric elastomer actuators for soft robotics“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 7287, SPIE, 1999.
- [127] A. Creegan und I. Anderson, „3D Printing for Dielectric Elastomers“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 9056, SPIE, 2014.
- [128] X. Zhao und Z. Suo, „Electrostriction in elastic dielectrics undergoing large deformation“, *Journal of Applied Physics*, Bd. 104, Nr. 12, S. 123 530, 2008, ISSN: 00218979.

Eigene Veröffentlichungen

- [129] R. Karsten, P. Lotz und H. F. Schlaak, „Active suspension with multilayer dielectric elastomer actuator“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 7976, SPIE, 2011, ISBN: 9780819485380.
- [130] R. Karsten, M. Ibis, P. Groche und H. F. Schlaak, „Investigation of an Applicability of Dielectric Elastomer Actuators (DEA) for Active Vibration Attenuation on Planar Structures“, in *AIA-DAGA 2013 Conference on Acoustics*, 2013.
- [131] R. Karsten, K. Flittner, H. Haus und H. F. Schlaak, „Development of an active isolation mat based on dielectric elastomer stack actuators for mechanical vibration cancellation“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 8687, SPIE, 2013, ISBN: 9780819494702.
- [132] R. Karsten, D. Peters und H. F. Schlaak, „Dynamische Modellierung einer aktiven Lagerung basierend auf dielektrischem Elastomeraktor“, in *ANSYS Conference & des 31. CADFEM Users' Meeting*, 2013.
- [133] R. Karsten und H. F. Schlaak, „Adaptive absorber based on dielectric elastomer stack actuator with variable stiffness“, in *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, Bd. 8340, SPIE, 2012, ISBN: 9780819489975.
- [134] R. Karsten und H. F. Schlaak, „Attenuation of Low Frequency Disturbances with a Dielectric Elastomer Stack Actuator (DESA)“, in *ACTUATOR 2012, 13th International Conference on New Actuators*, 2012.
- [135] R. Karsten und H. F. Schlaak, „Active Isolation Mat Based on Dielectric Elastomer Stack Actuators for Mechanical Vibration Cancelation“, in *EuroEAP 2013 International conference on Electromechanically Active Polymer (EAP) transducers & artificial muscles*, ESNAM, Hrsg., 2013.
- [136] J. Rausch, C. Hatzfeld, R. Karsten, R. Kraus, J. Millitzer und R. Werthschützky, „Strain measurement on stiff structures: Experimental evaluation of three integrated measurement principles“, *Smart Materials and Structures*, Bd. 21, Nr. 6, S. 064 008, 2012, ISSN: 0964-1726.
- [137] H. F. Schlaak, H.-E. Kiil, K. Flittner, H. Haus, R. Karsten und H. Mößinger, „Electroactive Polymer Transducers - From Research to Industrialization“, in *ACTUATOR 2012, 13th International Conference on New Actuators*, 2012, S. 789–792.

Betreute studentische Arbeiten

- [138] A. Ewald, „Entwurf einer Regelung für die aktive Lagerung basierend auf dielektrischem Elastomeraktor (DEA)“, Bachelorarbeit, Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2012.
- [139] A. Herzog, „Elektrische Kontaktierung dielektrischer Elastomerstapelwandler mit selbst hergestellten leitfähigen Silikonklebern“, Bachelorarbeit, Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2012.
- [140] Prabhu, S., K., „Entwicklung der kompakten Hochspannungselektronik für die Ansteuerung dielektrischer Elastomeraktoren (DEA)“, Masterarbeit, Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2012.
- [141] Dominic Asche-Tauscher, Minyeong Fischer, Daniel Foik, Andreas Hiemstra und Florian Ripp, „Entwicklung eines elektromechanischen Doppelkekstrenners“, Projektseminar, Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2009.
- [142] Katharina Peier, Kai Ohde, Alexander Herzog, Babak Zandi, Alexander Rose und Sebastian Haupt, „Entwicklung eines elektromechanischen Zahnpasta-Dispensers“, Projektseminar, Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2010.



A Herleitung lateraler Dehnung in DEA

Ausgehend vom konstanten Volumen des Dielektrikums (Gl.: A.1) kann die laterale Ausdehnung des Aktors hergeleitet werden [82][128].

$$V = A_0 z_0 = A_1 z_1 = (A_0 + \Delta A)(z_0 - \Delta z). \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{A_0}{A_0 + \Delta A} = \frac{z_0 - \Delta z}{z_0} \quad (\text{A.2})$$

$$S_z = \frac{\Delta z}{z_0}, \quad S_A = \frac{\Delta A}{A_0} \quad (\text{A.3})$$

$$\frac{1}{1 + S_A} = 1 - S_z \Rightarrow S_A = \frac{1}{1 - S_z} - 1 \quad (\text{A.4})$$

Für einen rechteckigen Aktor mit einer Anfangsfläche $A_0 = x_0 y_0$ und einer geänderten Fläche $A_1 = A_0 + \Delta A = (x_0 + \Delta x)(y_0 + \Delta y)$ beträgt die Dehnung in x-Richtung

$$S_x = \frac{\Delta x}{x_0} = \frac{1}{(1 - S_z)(1 + S_y)} - 1. \quad (\text{A.5})$$

Stattdessen kann für einen runden Aktor mit einer Anfangsfläche $A_0 = \pi r_0^2$ und einer neuen Fläche $A_1 = \pi(r_0 + \Delta r)^2$ die radiale Dehnung S_r mit folgender Gleichung bestimmt werden

$$S_r = \frac{\Delta r}{r_0} = \sqrt{\frac{1}{1 - S_z}} - 1. \quad (\text{A.6})$$



B Untersuchung der Ruße für die Herstellung des resistiven Sensors

Für die Herstellung des resistiven Sensors werden vier Ruße untersucht. Dabei werden auch unterschiedliche Herstellungstechnologien getestet. Je nach Herstellungsverfahren und Material werden zwei Proben angefertigt und zyklisch vermessen. Die uniaxialen Dehnungsversuche werden an einem dafür angepassten Messplatz durchgeführt, welcher aus einem Spindelantrieb und einem Kraftsensor besteht (Abb. 6.2). Messdaten werden mit dem LABVIEW-Programm aufgenommen.

Tabelle B.1: Untersuchte Materialien und die Herstellungsverfahren der Messwiderstände.

Herstellungsmethode	Industrielle Ruße			
	MF2, NGS GmbH	Vulcan XC72R, Fa. Cabot	Black Pearls 2000, Fa. Cabot	Printex L6, Fa. Orion GmbH
Rakeln	x	x	x	x
Sprühen	x	x	-	-
Stempeln	x	x	x	x

Nachfolgend sind die Messergebnisse der untersuchten Graphite dargestellt.

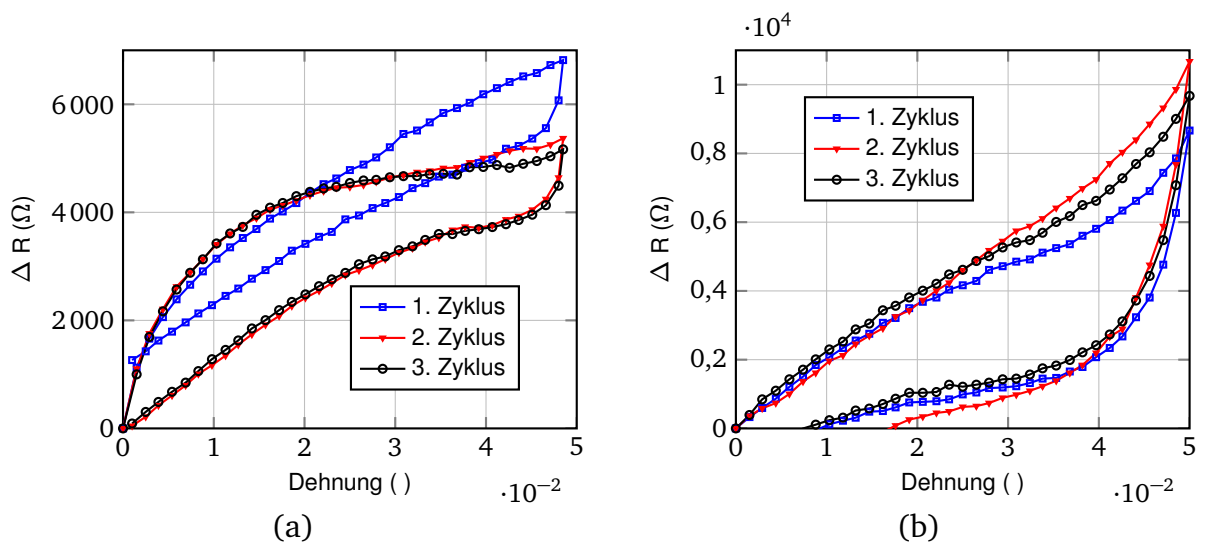
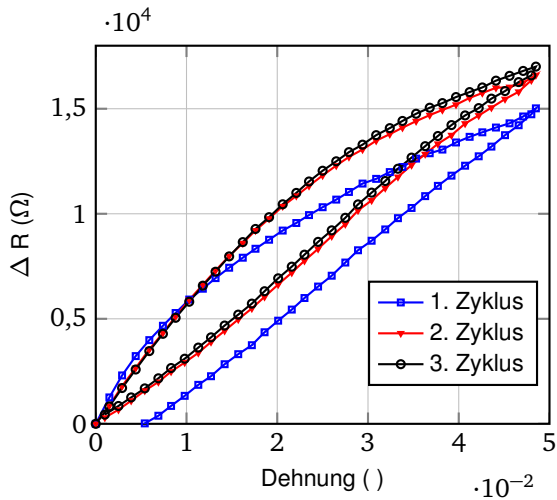
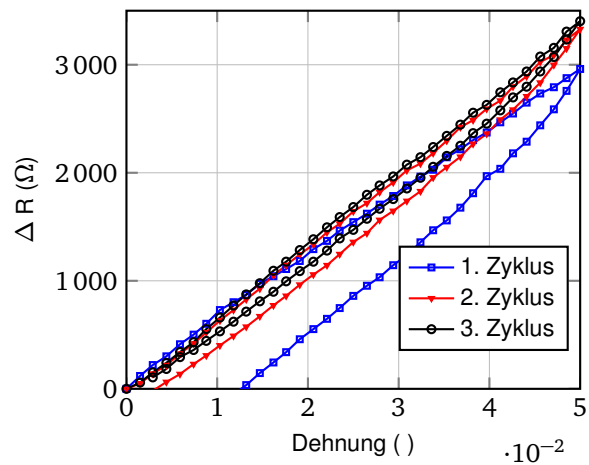


Abbildung B.1: Widerstandsänderung vs. uniaxiale Dehnung, Ruß: MF2, Fa. NGS GmbH, a) Herstellungsmethode: sprühen, b) Herstellungsmethode: stempeln.

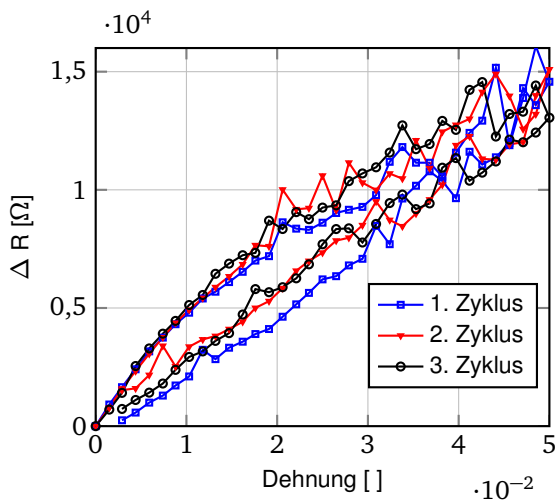


(a)

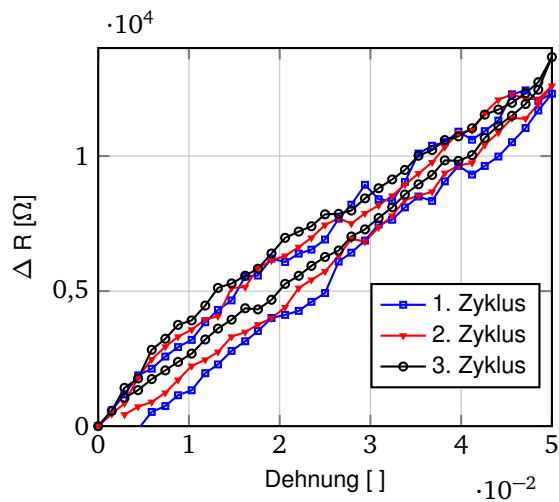


(b)

Abbildung B.2: Widerstandsänderung vs. uniaxiale Dehnung, Ruß: *Vulcan XC72R*, Fa. Cabot, a) Herstellungsmethode: Sprühen, b) Herstellungsmethode: Rakeln.



(a)



(b)

Abbildung B.3: Widerstandsänderung vs. uniaxiale Dehnung, Ruß: *Printex L6*, Fa. Orion GmbH, a) Herstellungsmethode: Stempeln, b) Herstellungsmethode: Rakeln.

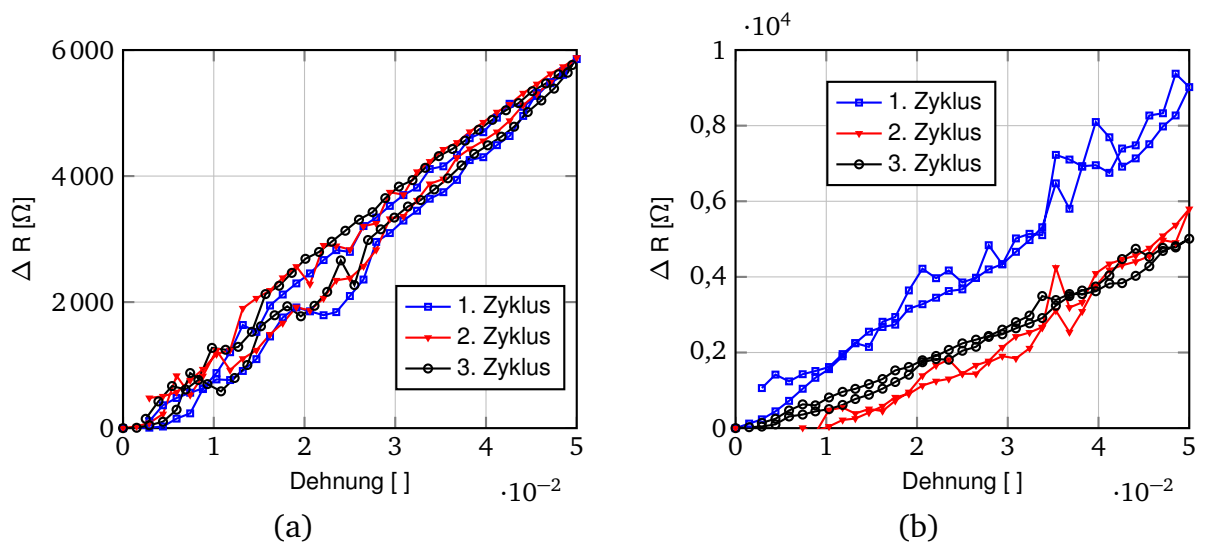


Abbildung B.4: Widerstandsänderung vs. uniaxiale Dehnung, Ruß: *Black Pearls 2000*, Fa. Cabot, a) Herstellungsmethode: Stempeln, b) Herstellungsmethode: Rakeln.



C Kontaktierung des integrierten Sensors

Die Verwendbarkeit der gesputterten Leiterbahnen für den in DESA integrierten Sensor wird untersucht. Dafür wird eine 50 nm dicke Aluminiumschicht auf eine Silikonscheibe und Polyurethanfolie (PU-Folie) aufgetragen (Abb. C.1). Die gesputterten Schichten haben

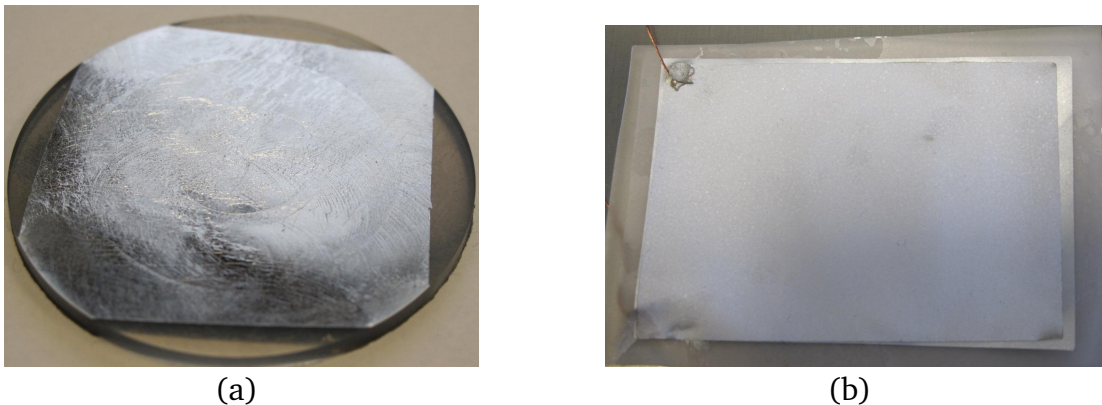


Abbildung C.1: Sputterung einer 50 nm dicken Aluminiumschicht a) Elastomerscheibe aus Elastosil P7670 von Wacker AG, die gesputterte Schicht weist Mikrorisse auf, keine Leitfähigkeit. b) Polyurethanfolie 51 mm x 75 mm von Bayer AG, E-Modul $\gamma = 89$ MPa.

einen niedrigen Flächenwiderstand R_{\square} und die Zuleitungsdrähte können mit dem leitfähigen Epoxidharzkleber Elecolit 3653 von Panacol befestigt werden. Die experimentellen Ergebnisse ergeben, dass auf der Silikonoberfläche keine stabile Metallschicht gesputtert werden kann (Abb. C.1a). Die Metallschicht weist Mikrorisse auf, deswegen können keine leitfähigen Leiterbahnen hergestellt werden.

Zum Vergleich werden auf einer Polyurethanfolie von Bayer AG auch die Aluminiumschichten aufgesputtert (Abb. C.1b). Die PU-Folie hat eine glatte und eine raue Oberfläche. Der Flächenwiderstand der gesputterten Metallschicht beträgt nur wenige Ohm (Tab. C.1). Insbesondere die Metallschicht auf der rauen Oberfläche der PU-Folie hat eine stabile Leitfähigkeit, die sich auch nach dem Zugversuch von 7 % nur minimal ändert.

Tabelle C.1: Messtechnische Auswertung der Flächenwiderstände R_{\square} der gesputterten Aluminium-Schichten mit 4-Punktmessgerät.

Probe	Flächenwiderstand R_{\square} vor dem Zugversuch	Flächenwiderstand R_{\square} nach dem Zugversuch
Silikonscheibe Elastosil P7670	-	-
PU-Folie, glatte Oberfläche	2,4 - 3,4 Ω	14 - 40 Ω
PU-Folie, raue Oberfläche	1,3 - 1,4 Ω	3 - 5 Ω

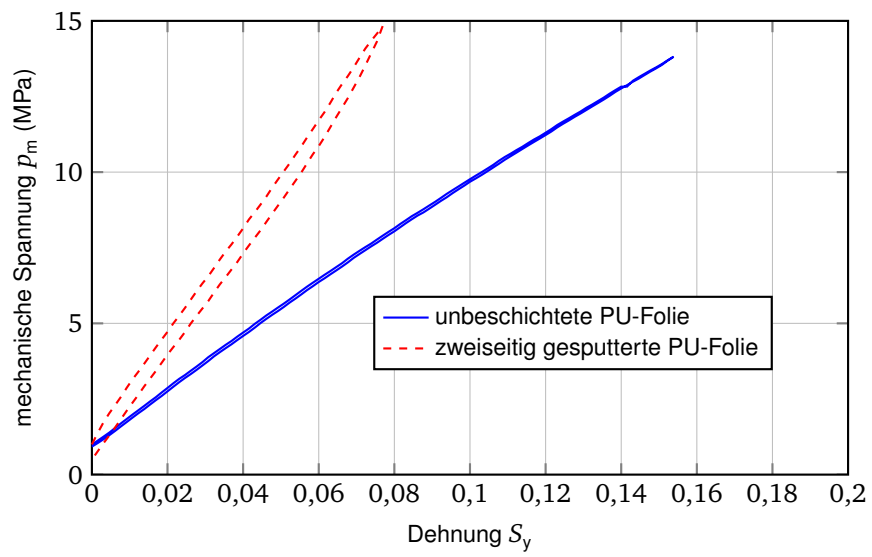


Abbildung C.2: Zugversuch einer unbeschichteten PU-Folie und einer beidseitig gesputterten PU-Folie.

D Auslegung der Vollbrückenschaltung

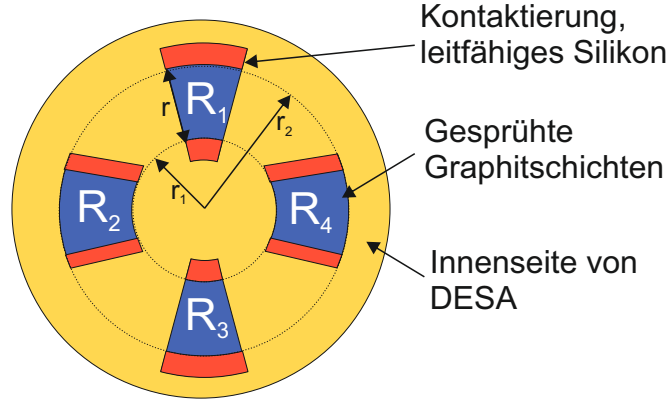


Abbildung D.1: Positionierung der DMS an der Aktorinnenseite

Herleitung Ziel: Die Vollbrücke soll im unbelasteten Zustand ausgeglichen sein $U_D = 0 \text{ V}$. Dafür müssen Widerstände gleich groß sein $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$. Da die Widerstände eine Kreisringform haben und bei den Widerständen R_1 und R_4 die Verformung in Längsrichtung ausgewertet wird, stattdessen werden R_2 und R_3 in die Querrichtung verformt. Ein Widerstand wird wie folgt ausgerechnet

$$R = \rho \frac{l}{z \cdot b} \quad (\text{D.1})$$

mit ρ spezifischer Widerstand, l Länge, z Dicke und b Breite des Widerstands. Da die Dicke und der spezifische Widerstand ρ der gesprühten Graphitschicht nicht eindeutig bestimmbar sind, werden sie durch einen spezifischen Flächenwiderstand R_{\square} ersetzt

$$R_{\square} = \frac{\rho}{z}. \quad (\text{D.2})$$

Der spezifische Flächenwiderstand kann mit einem Vier-Punkt-Messgerät gemessen werden. Die Querschnittsfläche A eines radial ausgerichteten Widerstands R_1 ändert sich mit dem Radius r und beträgt

$$A(r) = z \varphi_r \Delta r. \quad (\text{D.3})$$

Deswegen wird der Widerstand R_1 aus der Beziehung hergeleitet

$$U = \int_{r_2}^{r_1} E(r) dr = \int_{r_2}^{r_1} \rho \frac{I}{A(r)} dr = \frac{R_{\square} I}{\varphi_r} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (\text{D.4})$$

mit $E(r)$ radiusabhängiger elektrischer Feldstärke und elektrischem Strom I . Daraus folgt, dass R_1 ist gleich

$$R_1 = \frac{R_{\square}}{\varphi_r} \ln \frac{r_2}{r_1}. \quad (\text{D.5})$$

Stattdessen beträgt der Widerstand R_2 eines tangential ausgerichteten DMS

$$R_2 = R_{\square} \frac{\varphi_q \frac{r_2+r_1}{2}}{(r_2-r_1)} = R_{\square} \frac{\varphi_q (r_2+r_1)}{2(r_2-r_1)}. \quad (\text{D.6})$$

Da die Widerstände im unbelasteten Zustand gleich groß sein sollen, wird der Winkel φ_q von der tangential ausgerichteten DMS verkleinert und beträgt

$$\varphi_q = \frac{1}{\varphi_r} \cdot \frac{2(r_2-r_1)}{r_2+r_1} \ln \frac{r_2}{r_1}. \quad (\text{D.7})$$

Für die Herstellung des Sensors ist es wünschenswert, dass die beiden DMS ungefähr gleich groß sind. Dafür werden die Außen- und Innenradien und der Winkel φ_r variiert, um den Winkel φ_q zu bestimmen. Die Ergebnisse der Optimierung sind in Tab. D.1 dargestellt.

Tabelle D.1: Berechnung der optimalen Sensorabmessungen

r_1 , (mm)	r_2 , (mm)	φ_r , (°)	φ_q , (°)
6	10	30	27,94
5	10	39	38,87

E FEM-Optimierung des Inertialmassenerregers basierend auf zwei verklebten DESA

Mit der ANSYS FEM-Software wird nach dem gleichen Prinzip wie im Kap. 5 die Form des Inertialerregers optimiert. Dafür wird eine statische Simulation, die aus zwei Schritten besteht, durchgeführt. Im ersten Schritt wird der Inertialerreg器 durch Einwirken der Masse von 100 g zusammengestaucht und im zweiten Schritt wird an die zwei DESA eine elektrische Spannung von 1000 V angelegt und eine vertikale Auslenkung z_m simuliert. Da der Inertialerreg器 rund ist, wird ein 2D-Modell aufgestellt (Abb. E.1).

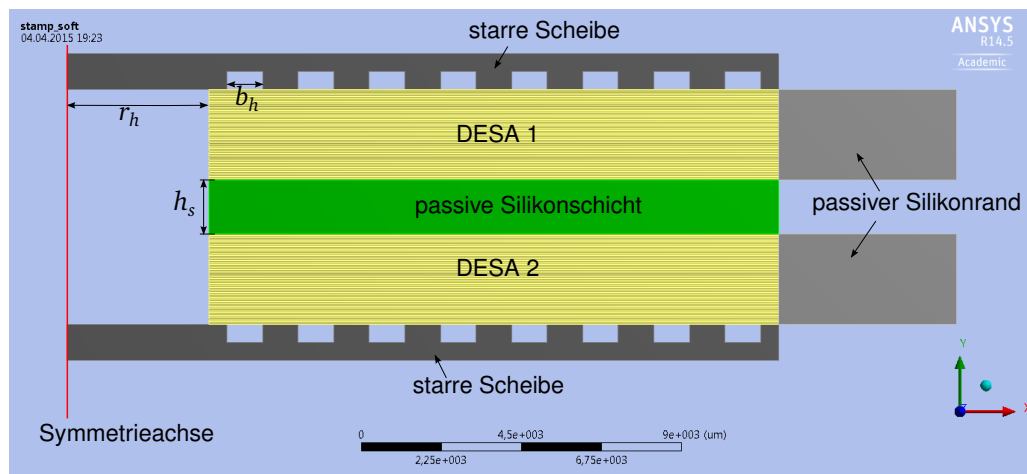


Abbildung E.1: 2D-Modell eines idealen Inertialmassenerregers bestehend aus zwei verklebten DESA, Design des 2D-Modells aktiver Lagerung, das in ANSYS FEM-Software aufgebaut ist.

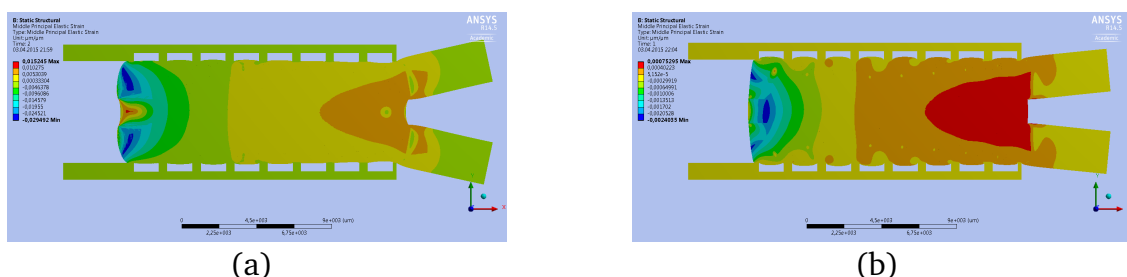


Abbildung E.2: a) FEM-Simulation eines Inertialmassenerregers bestehend aus zwei verklebten DESA. Dicke der Silikonscheibe $h_s = 1,5$ mm, Radius der Stanzung $r_h = 4$ mm, Breite des Hohlraumes in starrer Halterung $b_h = 1,5$ mm. a) Erster Simulationsschritt: Stauchung des Aktors durch die Gewichtskraft von 100 g, b) Zweiter Simulationsschritt: Stauchung des Aktors durch elektrostatische Kraft.

In Abb. E.2 ist die auftretende Dehnung im Inertialerreger nach dem ersten und dem zweiten Simulationsschritt dargestellt. Die maximale Dehnung tritt in der Mitte zwischen zwei Aktoren auf.

Anhand der Simulation werden die Einflüsse der Höhe der passiven Silikonscheibe h_s , die zwischen zwei DESA verklebt ist, des Radius der Stanzung r_h in der Mitte der Aktoren und der Breite des Hohlraumes b_h in der starren Halterung auf die vertikale Auslenkung z_m der Masse untersucht. Es wird nur immer ein Parameter geändert, die anderen zwei werden konstant gehalten.

In Abb. E.3 sind die Optimierungsergebnisse der Simulationen abgebildet. Die Erhöhung

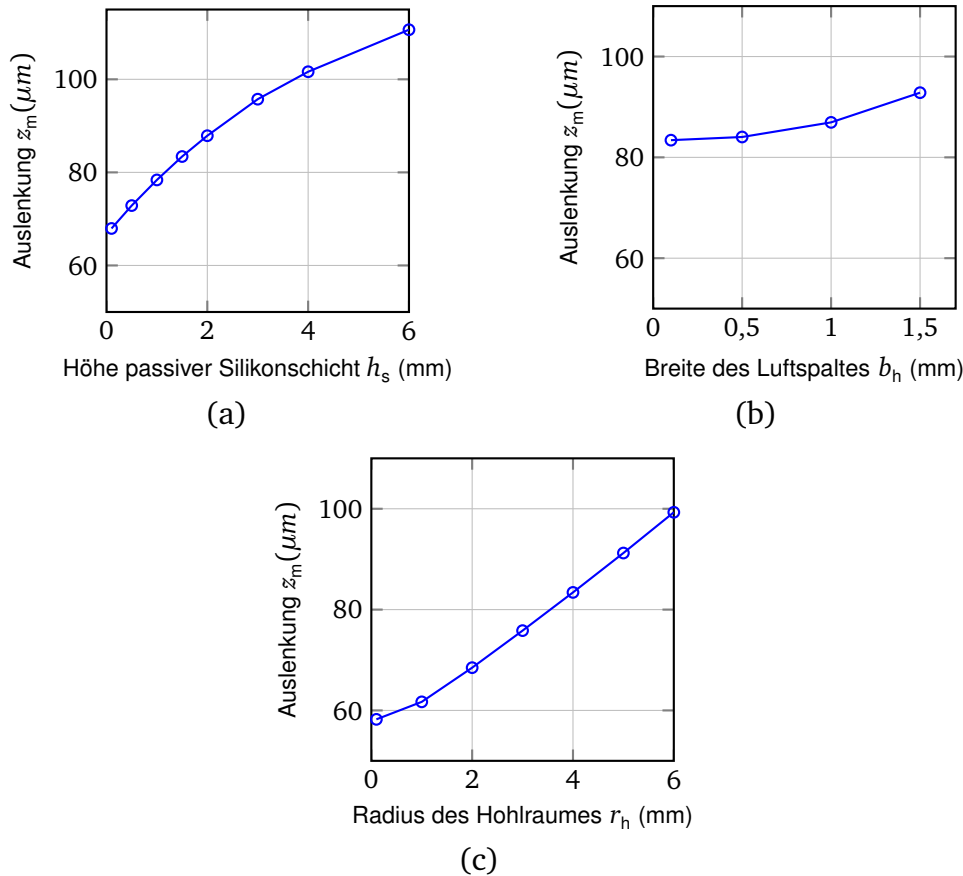


Abbildung E.3: Simulationsergebnisse. a) Einfluss der Höhe der passiven Silikonscheibe h_s auf die Auslenkung z_m (konstante Parameter: $b_h=0$ mm, $r_h=4$ mm), b) Einfluss der Breite des Hohlraumes in der starren Halterung b_h auf die Auslenkung z_m (konstante Parameter: $h_s=1,5$ mm, $r_h=4$ mm), c) Einfluss des Radius der Stanzung in der Mitte der Aktoren r_h auf die Auslenkung z_m (konstante Parameter: $h_s=1,5$ mm, $b_h=0$ mm).

der Dicke der passiven Silikonscheibe zwischen den Aktoren führt zur signifikanten Vergrößerung der statischen Auslenkung der Masse (Abb. E.3a). Runde Hohlräume in starren Scheiben, zwischen denen Aktoren befestigt sind, vergrößern nur minimal die vertikale Auslenkung des Inertialerregers (Abb. E.3b). Folglich wird die Innenseite der starren Scheiben nicht strukturiert. Weiter zeigen die Simulationsergebnisse einen linearen Zusammenhang zwischen dem Radius des Loches in der Mitte der Aktoren und der Auslenkung (Abb. E.3c). Die Zunahme der Auslenkung im Inertialerreger ist mit Abnahme der

Steifigkeit verbunden.

Bei der Auswahl des Designs von dem Inertialerreger wird ein Kompromiss eingegangen, bei dem eine mittlere Auslenkung und gleichzeitig eine ausreichende Steifigkeit für frontale Befestigung vorhanden sind.

Tabelle E.1: Ergebnisse der FEM-Optimierung.

Parameter	Wert
Dicke passiver Silikonschicht h_s	1,5 mm
Breite runder Hohlräume in starrer Halterung b_h	0 mm
Radius des Loches in der Mitte der Aktoren r_h	4 mm



Wissenschaftlicher Werdegang

Roman Karsten

geboren am 28. November 1980 in Rasswet, Russland,
verheiratet

Berufliche Tätigkeit

seit 2014	R&D Labor-Ingenieur De'Longhi Braun Household GmbH
2009 – 2014	Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, Fachgebiet Mikrotechnik und Elektromechanische Systeme
2008 - 2008	Diplomarbeit, Robert Bosch GmbH, Stuttgart
2007 – 2008	Praktikum, Bosch Rexroth AG, Erbach

Studium

2003 – 2008	Technische Universität Darmstadt, Fachbereich: Elektrotechnik und Informationstechnik, Vertiefung: Automatisierungstechnik, Regelungstechnik, Abschluss: Diplom-Ingenieur
-------------	--

Schulbildung

1999 – 2002	Berufliches Gymnasium, Darmstadt
1997 – 1999	Gesamtschule, Darmstadt
1987 – 1997	Realschule, Russland